

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

Climatización de una vivienda con bomba de calor agua/agua y apoyo solar

Alumno:

Sara Redondo Sorribes

Tutor:

Amancio Moreno Rodríguez

Leganés, junio de 2019

Universidad Carlos III de Madrid
Escuela Politécnica Superior

RESUMEN

En este trabajo de fin de grado se realiza el diseño y estudio de un sistema de calefacción con una bomba de calor agua/agua y apoyo solar aplicado a una vivienda unifamiliar.

En primera instancia, en este proyecto se establecen las condiciones interiores y exteriores de trabajo, se definen los diferentes sistemas térmicos y se presenta la vivienda con los materiales que conforman su envolvente para así hacer el cálculo de sus cargas térmicas. A partir de este resultado se simula la demanda energética.

Con los datos obtenidos se hace un predimensionamiento de la instalación y se comprueba el régimen de funcionamiento del sistema mediante simulaciones con un software matemático.

Después de realizar consecutivos ensayos modificando las dimensiones de la instalación, se obtienen unos resultados concluyentes y un diseño definitivo para concretar el proyecto.

Finalmente se elabora un estudio socio-económico del proyecto y se analizan posibles vías de mejora de éste, además de exponer las conclusiones extraídas de los resultados.

TABLA DE CONTENIDOS

RESUMEN.....	III
TABLA DE CONTENIDOS.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VII
INDICE DE TABLAS.....	VIII
1. OBJETIVOS	1
2. MOTIVACIÓN.....	2
3. INTRODUCCIÓN.....	3
3.1. Marco regulador: RITE y CTE.....	3
3.1.1. Otras normas reguladoras.	4
3.2. Elementos principales de los sistemas térmicos.	4
3.3. Tipos de sistemas.....	5
3.3.1. Sistemas todo aire.....	5
3.3.2. Sistemas todo agua.....	6
3.3.3. Sistemas todo refrigerante.....	7
3.3.4. Sistemas mixtos.....	7
3.4. Elección de agua frente a aire.	8
3.5. Suelo radiante.....	9
3.5.1. Partes.....	10
3.5.2. Ventajas e inconvenientes.....	11
3.5.3. Parámetros de diseño.....	12
3.6. Colectores solares.....	12
3.6.1. Colectores solares planos.....	12
3.6.2. Colectores solares de tubos de vacío.	12
4. CICLO TÉRMICO Y COMPONENTES	14
4.1. Ciclo primario.....	14
4.2. Ciclos secundarios.....	16
4.3. Perfiles de temperaturas en los intercambiadores.	18
5. DESARROLLO	20
5.1. Localización.....	20
5.2. Descripción y distribución de la vivienda.....	22
5.3. Cálculo de cargas térmicas.....	23
5.3.1. Condiciones de diseño.....	23
5.3.2. Cargas térmicas de transmisión.....	25

5.3.3.	Cargas térmicas de renovación de aire.....	33
5.3.4.	Cargas térmicas de infiltración.....	35
5.3.5.	Cargas térmicas totales.	35
5.3.6.	Comparativa valores reales y valores límite.....	37
5.4.	Demanda térmica requerida.....	38
5.4.1.	Simulación en Mathcad.....	38
5.5.	Dimensionamiento del sistema.	42
5.5.1.	Análisis de los colectores solares.	42
5.5.2.	Análisis de la piscina de almacenamiento.....	48
5.5.3.	Metodología de trabajo.	48
5.6.	Estudio de la potencia requerida por el compresor.	50
6.	RESULTADOS	55
6.1.	Condiciones climáticas existentes.....	55
6.2.	Condiciones climáticas límite	57
6.3.	Elección de modelo.	59
6.4.	Máxima potencia del compresor.	60
6.5.	Demanda eléctrica diaria del compresor.	61
6.6.	Coeficiente de operación del sistema.	61
7.	ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO	63
7.1.	Presupuesto.	63
7.2.	Impacto socio-económico.	64
7.3.	Comparación del gasto estacional con una caldera.	66
8.	CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO.....	68
9.	BIBLIOGRAFÍA.....	69
	ANEXO A: Ficha técnica colectores solares.....	72
	ANEXO B: Ficha técnica bomba de calor.....	79

INDICE DE FIGURAS

Fig. 1. Sistema todo aire (Figura tomada de [6]).	6
Fig. 2. Esquema de un sistema todo aire (Figura tomada de [7]).	6
Fig. 3. Sistema todo agua (Figura tomada de [6]).	7
Fig. 4. Sistema todo refrigerante (Figura tomada de [6]).	7
Fig. 5. Curvas de variación de la temperatura con la altura en distintos sistemas de calefacción (Figura tomada de [8]).	10
Fig. 6. Funcionamiento del modelo Heat Pipe (Figura tomada de [9]).	13
Fig. 7. Esquema de la instalación.	14
Fig. 8. Esquema del ciclo térmico primario.	15
Fig. 9. Representación del ciclo en diagrama P-h.	16
Fig. 10. Esquema disposición de componentes.	17
Fig. 11. Perfil de temperaturas en el condensador.	18
Fig. 12. Perfil de temperaturas en el evaporador.	18
Fig. 13. Localización de Leganés en Madrid (Figura obtenida de [15]).	20
Fig. 14. Localización de la vivienda en Leganés (Figura obtenida de [16]).	20
Fig. 15. Mapa de zonificación climática (Figura tomada de [17]).	21
Fig. 16. Planta de la parcela (en m).	22
Fig. 17. Valores límite de la transmitancia, DB HE1, Apéndice D (Figura tomada de [18]).	26
Fig. 18. Gráfica de temperaturas para cada día.	38
Fig. 19. Evolución de la demanda en un día.	40
Fig. 20. Gráfica de la demanda térmica de la vivienda.	40
Fig. 21. Gráfica de demanda térmica de las dos alturas principales.	42
Fig. 22. Gráfica de irradiación solar global sobre plano horizontal (Figura obtenida de [24]).	43
Fig. 23. Gráfica de Irradiación según β .	45
Fig. 24. Referencias de los colectores (Figura tomada de [25]).	46
Fig. 25. Disposición de los colectores en el tejado.	46
Fig. 26. Gráfica variación de h_2 respecto a la temperatura de la piscina.	51
Fig. 27. Gráfica variación de (h_2-h_1) respecto a la temperatura de la piscina.	52
Fig. 28. Gráfica variación de W_c para tres casos de estudio.	53
Fig. 29. Gráfica temperaturas de diseño de partida.	55
Fig. 30. Gráfica temperaturas del segundo diseño.	56
Fig. 31. Gráfica temperaturas de tercer diseño.	57
Fig. 32. Gráfica temperaturas de primer ensayo.	58
Fig. 33. Gráfica temperaturas de segundo ensayo.	59
Fig. 34. Gráfica temperaturas del diseño final.	60
Fig. 35. Desarrollo de la potencia instantánea absorbida.	60
Fig. 36. Desarrollo de la demanda eléctrica diaria.	61

INDICE DE TABLAS

Tabla 1. Zonas climáticas de la Península Ibérica (Tabla obtenida de [18]).	21
Tabla 2. Condiciones interiores de diseño (Tabla obtenida de [20]).	24
Tabla 3. Condiciones climáticas Madrid (Tabla tomada de [21]).	24
Tabla 4. Fachada en contacto con el aire exterior.	27
Tabla 5. Resistencias térmicas de convección en cerramientos en contacto con exterior (Tabla tomada de [18]).	27
Tabla 6. Cubierta en contacto con el aire exterior.	28
Tabla 7. Fachada en contacto con el terreno.	29
Tabla 8. Transmitancia térmica de muros enterrados en W/m^2K .	30
Tabla 9. Transmitancia térmica U_s en W/m^2K .	31
Tabla 10. Suelo en contacto con el terreno.	32
Tabla 11. Superficies de transferencia de calor.	32
Tabla 12. Caudales de ventilación mínimos exigidos.	34
Tabla 13. Cargas de renovación de aire.	35
Tabla 14. Valores de las transmitancias.	36
Tabla 15. Cargas térmicas de transmisión.	36
Tabla 16. Obtención de carga por unidad de superficie.	37
Tabla 17. Comparación de transmitancias.	37
Tabla 18. U_g ($W/^\circ C$) según alturas climatizadas.	41
Tabla 19. Irradiación solar global sobre plano horizontal (Tabla obtenida de [24]).	43
Tabla 20. Condiciones de instalación de colectores (Tabla obtenida de [25]).	44
Tabla 21. Valores del factor de corrección k para latitud de 40° (Tabla tomada de [26]).	44
Tabla 22. Irradiación (kWh/m^2) sobre plano inclinado.	45
Tabla 23. Dimensiones de los colectores (Tabla obtenida de [25]).	46
Tabla 24. Valores de W_c en función de las temperaturas.	53
Tabla 25. Elaboración de presupuesto.	64

1. OBJETIVOS

El objeto de este proyecto es el cálculo y estudio del funcionamiento de un sistema de climatización con bomba de calor agua-agua, con unidad exterior apoyada por colectores solares y tanque de agua para el almacenamiento de energía. Este sistema térmico se instalará en una vivienda unifamiliar ubicada en la ciudad de Leganés, y tendrá como unidad terminal suelo radiante.

Los colectores solares tienen la finalidad de elevar la temperatura del foco frío o tanque de agua, para reducir la relación de compresión y disminuir así la potencia absorbida por el compresor. De esta forma, la energía térmica almacenada en el tanque se podrá transferir a la vivienda para cubrir la demanda en la medida que sea posible.

En el presente proyecto, después de realizar el cálculo de cargas térmicas de la vivienda en invierno, se hará un estudio que enfrente el dimensionamiento de los colectores solares y del tanque de almacenamiento, comparando así los costes iniciales de la instalación con los del consumo estacional.

Se buscará, por tanto, encontrar un dimensionamiento que satisfaga la demanda, analizando los costes iniciales y el consumo eléctrico.

2. MOTIVACIÓN

El principal aliciente para la realización de este trabajo es la búsqueda de sistemas de climatización innovadores, que maximicen el ahorro energético de la instalación minimizando el consumo, de acuerdo siempre con la normativa vigente.

El uso de fuentes renovables de energía plantea un desafío a la hora de almacenar la gran cantidad de energía absorbida. En este proyecto, el reto se puede solventar utilizando una piscina como tanque de almacenamiento, pudiendo así cumplir dos funciones de forma simultánea.

Además, cabe destacar que, a día de hoy, no se instalan sistemas de “calefacción solar” por la evidente contradicción que hay entre los niveles de energía radiante y los de demanda, opuestos en el tiempo.

3. INTRODUCCIÓN

3.1. Marco regulador: RITE y CTE.

En la realización de este proyecto desempeñan un papel sustancial el Código Técnico de la Edificación (CTE) y el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE).

El Consejo Superior de Investigaciones Científicas define el CTE de la siguiente forma: “el Código Técnico de la Edificación (CTE) es el marco normativo que establece las exigencias que deben cumplir los edificios en relación con los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad establecidos en la Ley de Ordenación de la Edificación (LOE)” [1]. El CTE recoge entre otros, una serie de Documentos Básicos (DB) que abordan los diferentes contextos en los que deben cumplirse las exigencias básicas de la vivienda (el proyecto, la construcción, el mantenimiento del edificio y el mantenimiento de sus instalaciones entre otros) y que contienen las especificaciones y limitaciones correspondientes. Además, tal y como enuncia también el CSIC, el CTE también contiene unos documentos reconocidos, entre los cuales se encuentra el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE). La definición que da el Instituto para la Diversificación y Ahorro de Energía de su función reguladora es: “el RITE establece las condiciones que deben cumplir las instalaciones destinadas a atender la demanda de bienestar térmico e higiene a través de las instalaciones de calefacción, climatización y agua caliente sanitaria, para conseguir un uso racional de la energía” [2].

Ambos escritos están continuamente presentes en el diseño de este sistema de climatización, puesto que son la fuente de la que se obtienen la mayoría de los datos necesarios para asegurar que el planteamiento del proyecto cumple con las exigencias y limitaciones correspondientes en lo que a cargas térmicas se refiere. También sirven como fuente de consulta para seguir correctamente procedimientos de cálculo o elección de métodos de resolución.

De entre todos los posibles recursos que se pueden encontrar en ambos documentos, en este proyecto destacan especialmente por su función el Documento Básico de Salubridad (DB HS) para la normativa relacionada con la calidad del aire interior (HS3), y el Documento Básico de Ahorro de Energía (DB HE), el cual se subdivide a su vez en diferentes secciones a las que se irá haciendo referencia conforme se desarrolle el proyecto.

Estas secciones dentro del Documento Básico DB HE son las siguientes:

- HE0: Limitación del consumo de energías no renovables.
- HE1: Limitación de la demanda energética.
- HE2: Rendimiento de las instalaciones térmicas (RITE).
- HE3: Eficiencia energética en instalaciones de iluminación.
- HE4: Contribución solar mínima de ACS.
- HE5: Contribución fotovoltaica mínima de energía eléctrica.

3.1.1. Otras normas reguladoras.

Además del CTE y el RITE, en este proyecto se hace mención también a otras normas reguladoras que no están incluidas en los documentos anteriores pero que conforman junto con ellos el marco regulador para el diseño del proyecto. Estas normas refieren a diferentes fases del diseño y son las expuestas a continuación:

- **Norma UNE-EN 1264:** esta norma regula en Europa las condiciones de diseño y cálculo de la calefacción por suelo radiante aplicada a viviendas entre otros edificios.
- **Norma UNE 100001:** este documento recoge datos climatológicos de diferentes ciudades españolas y se utiliza para el establecimiento de las condiciones exteriores del proyecto.
- **Norma UNE-EN 12975:** es la base de cálculo del nivel de rendimiento de los colectores solares de este proyecto, ya que contiene la expresión matemática, así como los valores de los coeficientes contenidos en la misma.
- **Norma NBE-CT-79:** es la norma que contiene características detalladas de los materiales del edificio, y concretamente los valores de sus conductividades térmicas, los cuales se utilizan en el cálculo de cargas.

3.2. Elementos principales de los sistemas térmicos.

En un sistema de climatización se distinguen cinco subsistemas, cada uno de los cuales cumple con una función determinada en relación con el calor. Éstos se desarrollan a continuación.

❖ Producción

Puede consistir en la generación de frío o de calor según la instalación. La producción de frío se lleva a cabo mediante enfriadoras (por compresión mecánica o por absorción), y el calor se produce a través de calderas, bombas de calor o paneles solares entre otros.

❖ Unidad de almacenamiento

Este subsistema permite desacoplar la demanda de la necesidad de obtención del calor, además de evitar los arranques y paradas por parte de los generadores. También puede implicar un aprovechamiento de las tarifas eléctricas, ya que se puede diseñar teniendo en cuenta en qué momentos resulta más económica la producción.

En este proyecto, el almacenamiento de calor se produce en un tanque de almacenamiento en el exterior de la vivienda, y el fluido contenido en él es agua, cuyas características le convierten en uno de los mejores materiales para almacenar calor ya que es barato y cuenta con valores altos de capacidad calorífica y de inercia térmica [3].

❖ **Unidad de Transporte**

Esta unidad es la encargada del traslado del calor al lugar que se necesita, y generalmente consiste en redes de conductos o tuberías. También se compone de compresores para la impulsión de gases y bombas hidráulicas si se trata de agua.

❖ **Intercambiadores**

Los intercambiadores de calor son equipos con la finalidad de transferir calor entre dos caudales de fluido (dependiendo del tipo de sistema térmico, estos caudales pueden tratarse del mismo fluido o de dos fluidos diferentes), aportando el calor absorbido del fluido a enfriar, al que necesita ser calentado. En función de la aplicación a la que esté destinado el sistema, existen diferentes tipos de intercambiadores (condensadores, enfriadores, vaporizadores...) [4].

❖ **Unidades Terminales**

Las unidades terminales son el punto del sistema que actúa sobre el ambiente a climatizar, y es el final del recorrido de la instalación. Dependiendo del fluido con el que trabaje el sistema o de si la finalidad es calentar o enfriar, las unidades terminales serán diferentes. Las más comunes son los radiadores para calefacción y fancoils para refrigeración, aunque estos últimos pueden cumplir con ambas finalidades.

En este caso de estudio, la unidad terminal del sistema es suelo radiante.

3.3. Tipos de sistemas.

Existen muchas formas de clasificar los diferentes sistemas de climatización. La clasificación más representativa para este proyecto y la que más se ajusta a su estudio es aquella que distingue a los diferentes sistemas en función del fluido caloportador con el que trabajan.

Siguiendo este criterio, se pueden definir cuatro tipos de sistemas de climatización: sistemas todo aire, sistemas todo agua, sistemas todo refrigerante y sistemas mixtos. Para los tres primeros, tanto la obtención del calor como la cesión de éste tiene lugar en el aire, el agua y el refrigerante, respectivamente.

3.3.1. Sistemas todo aire.

Los sistemas de todo aire o sistemas aire-aire aplican un caudal de aire frío o caliente dependiendo de las condiciones que se pretenden conseguir. También dependerá de esto la temperatura de impulsión necesaria para el aire, según su finalidad sea enfriar o calentar. Este aire por lo tanto debe ser tratado previamente para obtener una temperatura de impulsión, pudiendo acondicionarse mediante una enfriadora o bien

una caldera o bombas de calor como generadores. Ésta se considera como unidad exterior, y suele estar centralizada [5]. En las Fig.1 y Fig.2 se representa de forma esquematizada una instalación tipo todo aire.

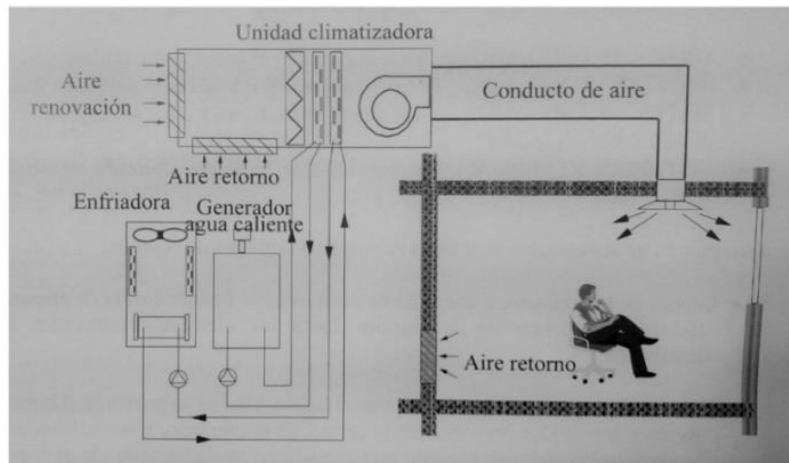


Fig. 1. Sistema todo aire (Figura tomada de [6]).

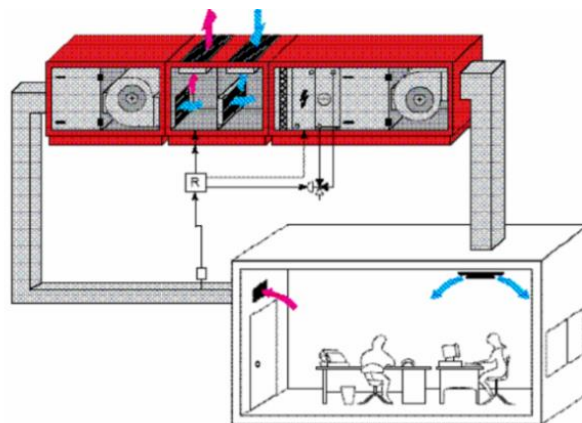


Fig. 2. Esquema de un sistema todo aire (Figura tomada de [7]).

3.3.2. Sistemas todo agua.

En los sistemas de todo agua o sistemas agua-agua se trabaja con un caudal de agua frío o caliente según la necesidad de cada sistema. De forma similar al funcionamiento del sistema todo aire, se trata previamente en una unidad centralizada para después dirigirla a los elementos terminales [5]. En la Fig.3 se representa de forma esquematizada el sistema.

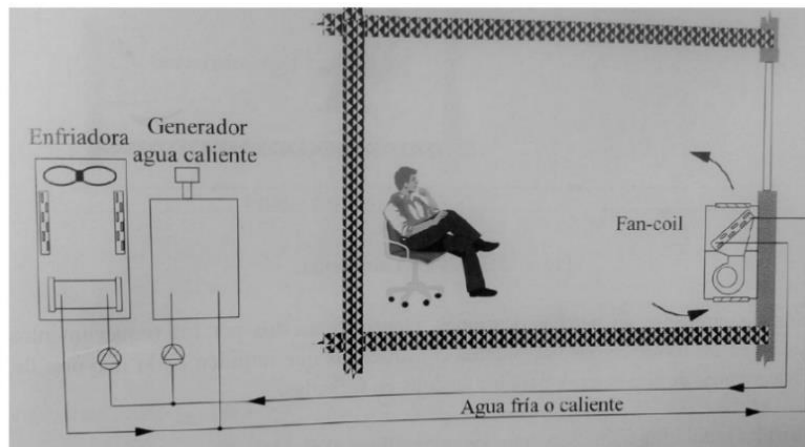


Fig. 3. Sistema todo agua (Figura tomada de [6]).

3.3.3. Sistemas todo refrigerante.

En los sistemas todo refrigerante la compensación de la carga térmica del local a climatizar la realiza el refrigerante. Dependiendo de las condiciones de la instalación y de su finalidad, se imponen criterios para la elección del refrigerante con las características que más se ajusten a las necesidades [5].

Estos sistemas pertenecen generalmente a instalaciones de potencias pequeñas. En la Fig.4 se representa un esquema de un sistema todo refrigerante.

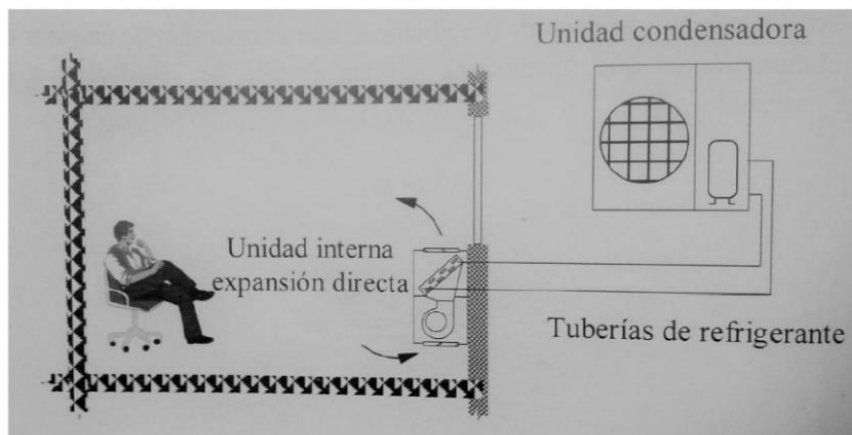


Fig. 4. Sistema todo refrigerante (Figura tomada de [6]).

3.3.4. Sistemas mixtos.

Los sistemas mixtos utilizan dos caudales de diferentes fluidos de forma simultánea, aunque ambos caudales no se mezclan. Pueden ser agua, refrigerante o aire, y

dependiendo del sistema del que se trate uno de los caudales recibirá el efecto útil, mientras que el otro formará parte del sistema de producción de calor.

Un ejemplo de sistema mixto es el sistema aire-agua, en el cual el agua llega a las unidades terminales y se produce el intercambio de calor con el aire (éste tratado previamente) [5].

3.4. Elección de agua frente a aire.

Para la elección del tipo de sistema de climatización, en este apartado se analizan las diferentes opciones del fluido de trabajo para identificar cuál de ellas es el sistema óptimo. Para ello, se realiza una comparación entre las propiedades y los comportamientos del aire y del agua, y cómo afecta al estado del refrigerante con el que se trabaja. Para el desarrollo de este apartado, se hace continua referencia a la representación gráfica del funcionamiento del ciclo primario, desarrollado en el capítulo 4.1.

El parámetro que determina en qué grado es óptimo un sistema es la relación de compresión en el ciclo térmico primario, puesto que cuanto más pequeña sea, menos trabajo necesita consumir el compresor. Esta relación de compresión se define como el cociente entre la presión de condensación y la presión de evaporación. Como ambas varían con la temperatura, cuanto menor sea el salto entre temperaturas de condensación y evaporación, mejor eficiencia tiene el sistema.

Como la relación de compresión la determinan estos valores de las temperaturas, se deben estudiar estos parámetros y su variación según se trabaje con agua o con aire.

Por un lado, los saltos de temperatura requeridos en el intercambiador de calor para un evaporador son, de forma genérica, aproximadamente de 20°C y 8°C si se trabaja con aire y con agua respectivamente. Esto afecta al valor de la temperatura de evaporación:

$$T_{evap} = T_{ambiente} - \Delta T_{intercambiador} \quad (1)$$

En el caso del aire, la temperatura ambiente es la temperatura para condiciones desfavorables en Madrid y su valor puede estar algo por debajo de 0°C. Para el caso del agua, la temperatura ambiente es la temperatura a la que se encuentra en la piscina de almacenamiento, y se debe considerar cercana a 10°C para condiciones desfavorables. Se aplica la ecuación (1) para cada caso:

$$T_{evap,aire} = 0^{\circ}\text{C} - 20^{\circ}\text{C} = -20^{\circ}\text{C}$$

$$T_{evap,agua} = 10^{\circ}\text{C} - 8^{\circ}\text{C} = 2^{\circ}\text{C}$$

Como se puede comprobar, la temperatura de evaporación con agua es muy superior a la del caso del aire y además se encuentra por encima de los 0°C, lo que siguiendo el razonamiento expuesto favorece el funcionamiento del ciclo.

Por otro lado, si se comprueba el empleo del agua en el circuito secundario interior, también favorece la eficiencia en cuanto a las temperaturas de condensación. Se obtiene de forma análoga:

$$T_{cond} = T_{ambiente} + \Delta T_{intercambiador} \quad (2)$$

Igual que en caso del evaporador, los saltos de temperatura son del orden de 20°C si se trabaja con aire, y 8°C para el caso del agua.

Como se expone más adelante, en los parámetros de diseño del suelo radiante, la máxima temperatura que puede adquirir la superficie del suelo es de 29°C. La temperatura del agua que circula por los tubos de la instalación del suelo radiante será alrededor de 5°C superior a ésta debido a las pérdidas conductivas entre los tubos y la superficie. Por lo tanto, la temperatura ambiente, es decir, la temperatura del agua, se puede aproximar a 34°C, y sustituyendo:

$$T_{cond,agua} = 34^{\circ}\text{C} + 8^{\circ}\text{C} = 42^{\circ}\text{C}$$

En el caso del aire, el valor de la temperatura ambiente se presupone alrededor de 21°C que es la temperatura interior de diseño. De este modo:

$$T_{cond,aire} = 21^{\circ}\text{C} + 20^{\circ}\text{C} = 41^{\circ}\text{C}$$

Tras obtener los diferentes valores de las temperaturas para ambos fluidos, se observa que la temperatura de condensación apenas varía entre un caso y otro, luego se concluye que el valor de la temperatura de evaporación es el factor determinante.

Siguiendo este razonamiento, en este caso es el trabajo con agua el que aporta el máximo valor de temperatura de evaporación, lo que disminuye la relación de compresión y conlleva la optimización del sistema.

Por esta razón se decide establecer para este sistema de calefacción un sistema todo agua.

3.5. Suelo radiante.

El funcionamiento del suelo radiante se basa en circular agua caliente (o un fluido caloportador) por un sistema de tuberías que atraviesa el suelo de todo el habitáculo a calentar. Al igual que los radiadores, este sistema está basado en la convección natural, pero su temperatura de impulsión necesaria es más baja puesto que debe

encontrarse en un rango de temperaturas de entre 30°C y 40°C, mientras que en el caso de los radiadores el rango está entre 70°C y 80°C.

Además, la peculiaridad de la calefacción por suelo radiante es que cuenta con una óptima distribución de temperaturas, pudiendo considerar la obtención de una sensación térmica muy próxima a la ideal, tal y como se observa en la Fig.5.

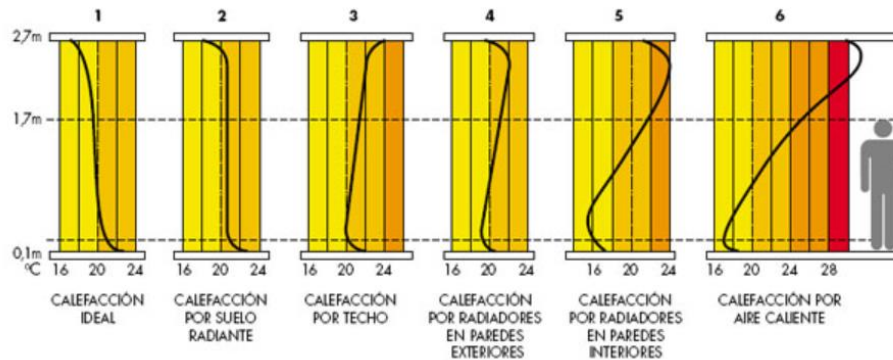


Fig. 5. Curvas de variación de la temperatura con la altura en distintos sistemas de calefacción (Figura tomada de [8]).

Debido a estas dos últimas características, se considera la unidad terminal óptima para este sistema de calefacción.

3.5.1. Partes.

En una instalación genérica de suelo radiante se pueden diferenciar cinco componentes principales [6]:

- **Cinta perimetral:** absorbe posibles dilataciones provocadas por altas temperaturas y cumple la función de puente térmico. Los puentes térmicos son zonas de la estructura de la envolvente que facilitan la transferencia de calor con variaciones en el espesor o en el material (como es en este caso), ya que de esta forma se produce la disminución de la resistencia térmica.
- **Aislante:** (entre el forjado y los tubos) para evitar que el calor del agua descienda. Puede actuar a su vez como sistema de sujeción de los tubos.
- **Losa de mortero** genéricamente cemento.
- **Pavimento** o suelo.
- **Tubos:** la instalación más sencilla sería de polietileno reticulado. También se puede usar cobre, pero conlleva un coste mayor y se necesita también mayor mano de obra. Las posibles configuraciones de los tubos son en espiral y en serpentín o tubos paralelos. La primera configuración cuenta con una mejor distribución de temperaturas, obteniendo mayor homogeneidad en la temperatura a la altura del suelo [6].

3.5.2. Ventajas e inconvenientes.

❖ **Ventajas:**

- Perfil de temperaturas confortable: como ya se ha comentado anteriormente, con el suelo radiante se obtiene una distribución de la temperatura agradable y saludable (temperaturas suaves), con la zona inferior del cuerpo caliente y la zona superior más fría.
- Eficiencia energética: Se trata de un sistema eficiente desde el punto de vista energético, debido entre otros a los bajos rangos de temperaturas con los que se trabaja, consiguiendo un aprovechamiento máximo del calor producido.
- Reversibilidad: las instalaciones del suelo radiante pueden no ser de uso único en invierno. En el supuesto de que la intención fuese la de aprovechar la instalación en verano, se puede utilizar con un fluido que enfríe los habitáculos que corresponda. En este caso es conocido como suelo refrescante, y se obtiene la misma uniformidad en las temperaturas que para el caso de calefacción.
- Estética: además de no generar impacto visual en el habitáculo al calentarse por debajo del suelo, no ocupa ningún volumen, por lo que se consigue un mayor aprovechamiento del espacio.

❖ **Inconvenientes:**

- Construcción laboriosa: el hecho de que se sitúe por debajo del pavimento o suelo supone un proceso de instalación complicado, sobre todo en circunstancias en las que la vivienda ya existe y sólo se quiere modificar el sistema de calefacción. En este caso, la obra conllevaría entre otros, levantar el suelo de la vivienda para implementar los tubos, proceso que puede suponer tiempos prolongados y elevados costes.
- Averías: de forma análoga al caso anterior, una avería en el sistema implicaría una obra de gran magnitud si se compara con una avería en un radiador. Además, detectar y localizar la avería también resulta mucho más complicado cuando la instalación no está a la vista, y puede conllevar un mal funcionamiento. A pesar de esta desventaja, generalmente se cuenta con una garantía del producto por parte del fabricante.
- Alta inercia térmica. Esta característica implica que se necesita mucho tiempo para conseguir obtener la temperatura que se desea, pero al mismo tiempo, que el calor almacenado en la habitación o en el edificio tarda también más tiempo en disiparse. Esto puede afectar a la eficiencia energética. A pesar de que es una de las ventajas de este sistema, presenta ciertas trabas cuando se producen cambios en las condiciones de climatización (causados por ejemplo por un exceso o defecto de radiación solar) y se precisa de velocidad de reacción para no sobrecargar el interior del habitáculo [9].

3.5.3. Parámetros de diseño.

Para el diseño de una instalación de calefacción por suelo radiante aplicado al caso de una vivienda se deben tener en cuenta una serie de directrices marcadas por la norma UNE-EN 1264, que consiste en la normativa que regula a nivel europeo el suelo radiante [10].

Esta normativa abarca diferentes aspectos de la instalación, de los cuales procede señalar dos de ellos:

En relación con las temperaturas de trabajo, define 29°C y 19,5°C como máxima y mínima temperatura para la superficie del suelo respectivamente con la finalidad de asegurar condiciones de salubridad y bienestar [11]. También impone la temperatura límite de impulsión del fluido caloportador, la cual debe situarse por debajo de 55°C para las aplicaciones de losas de mortero u hormigón.

Otro de los condicionantes que incluye hace referencia a las características térmicas de los paneles aislantes, imponiendo un valor mínimo para su resistencia térmica en función del local [10].

3.6. Colectores solares.

En este sistema de climatización, los colectores solares conforman el subsistema de captación, y se encargan de transformar la radiación solar en calor y transferir éste al foco frío. Como convierten la radiación en energía térmica, son colectores solares térmicos.

Para la elección del modelo de los colectores se barajan dos posibles opciones: colectores solares planos o colectores solares de tubos de vacío.

3.6.1. Colectores solares planos.

Los colectores planos cuentan entre sus componentes con una cubierta superficial de vidrio, y basan su funcionamiento en el efecto invernadero que tiene lugar por debajo de la misma. Cuentan con una placa absorbidora que traslada el calor captado a la instalación correspondiente. Son colectores baratos, y las pérdidas que pueden conllevar son por conducción, por convección y por radiación [12].

3.6.2. Colectores solares de tubos de vacío.

Por otro lado, la estructura genérica de los colectores de tubos de vacío consiste en una serie de tubos que contienen a su vez unos tubos de dimensiones más pequeñas, quedando entre ambos como su nombre indica, un espacio de vacío. Gracias a este espacio consiguen evitar las pérdidas por convección, aumentando así la eficiencia y la temperatura de salida [13].

Debido a esta mejora en lo referido a eficiencia, se opta por este último tipo de colectores para la captación de la energía solar en este diseño.

Existen diferentes modelos de funcionamiento dentro de los colectores de tubos de vacío, diferenciándose dos grandes grupos: de flujo directo y de tubo de calor o Heat Pipe.

En el caso de los colectores de vacío de flujo directo, el tubo de vacío que contiene el fluido de trabajo se encuentra en la absorbidora, por lo que fluye directamente a través de ésta [13]. La principal ventaja de este funcionamiento consiste en la capacidad de giro: el tubo puede rotar sobre sí mismo según varíe la posición del sol.

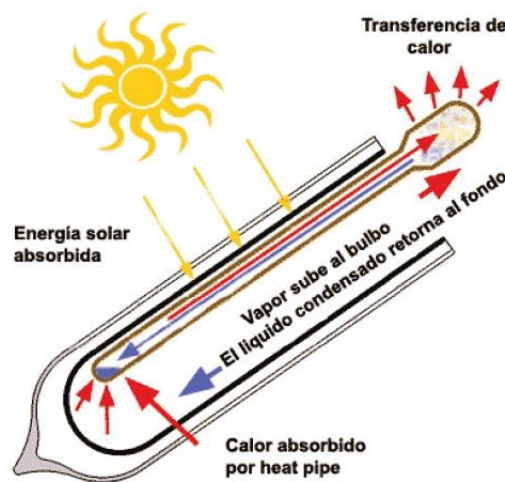


Fig. 6. Funcionamiento del modelo Heat Pipe (Figura tomada de [9]).

Por otro lado, el tubo de calor o Heat Pipe funciona como un sistema cerrado de evaporación-condensación. Este funcionamiento se describe en la Fig.6. En parte inferior del tubo interior o foco caliente se vaporiza un líquido, ascendiendo así hacia la parte superior. Aquí se encuentra el condensador o foco frío, por el que circula el fluido caloportador, y se produce la transferencia de calor, cediendo calor el líquido del tubo interior, por lo que vuelve a estado líquido. Tras licuarse, desciende y el proceso vuelve a iniciarse. En este proceso de transferencia de calor se libera el calor latente de vaporización [14].

Gracias a este funcionamiento se elimina el posible problema del sobrecalentamiento del tubo, así como las posibles pérdidas durante las horas de noche, ya que el proceso de termotransferencia no es reversible y se produce en un único sentido.

4. CICLO TÉRMICO Y COMPONENTES

En este capítulo se realiza la descripción de los diferentes ciclos y subciclos térmicos seguidos por el sistema y un análisis de los perfiles de las temperaturas de los distintos fluidos de trabajo.

En la *Fig.7* se representa un esquema de la disposición de los diferentes componentes de la instalación para su posterior descripción. Como se observa en esta figura, el sistema está compuesto por un ciclo primario y dos ciclos secundarios.

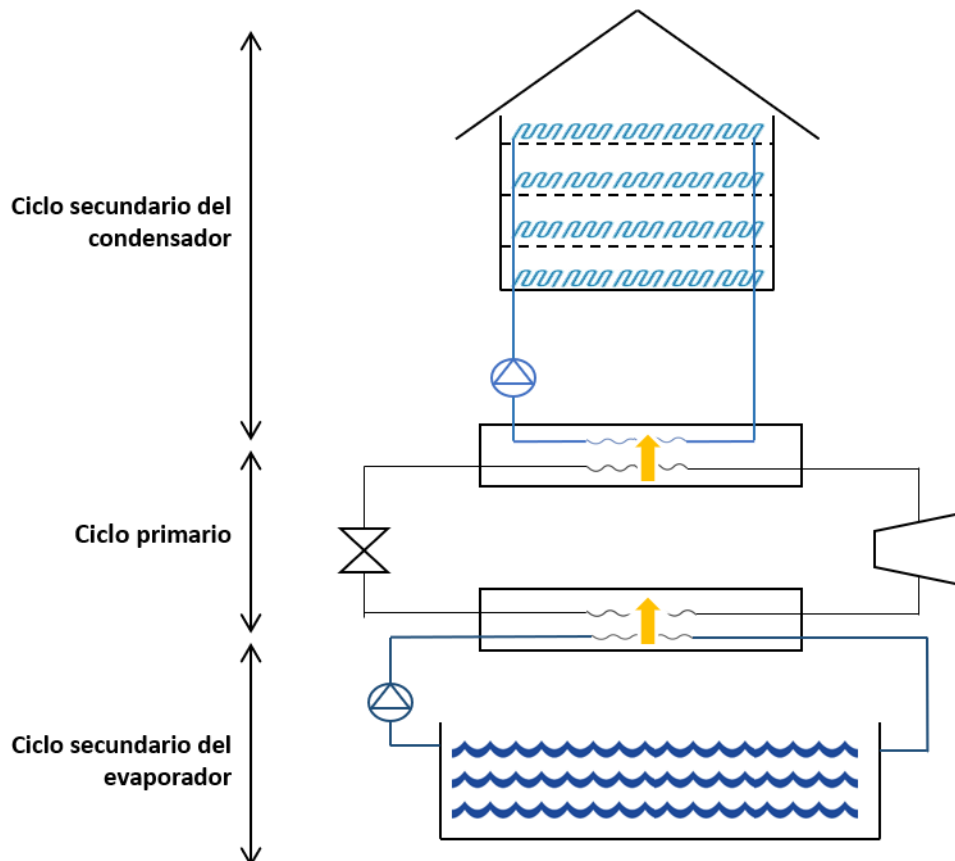


Fig. 7. Esquema de la instalación.

4.1. Ciclo primario.

El ciclo primario tiene lugar en la bomba agua-agua, sigue el modelo genérico del ciclo de compresión y se esquematiza en la *Fig.8*. Tiene un rendimiento isentrópico de 0,762.

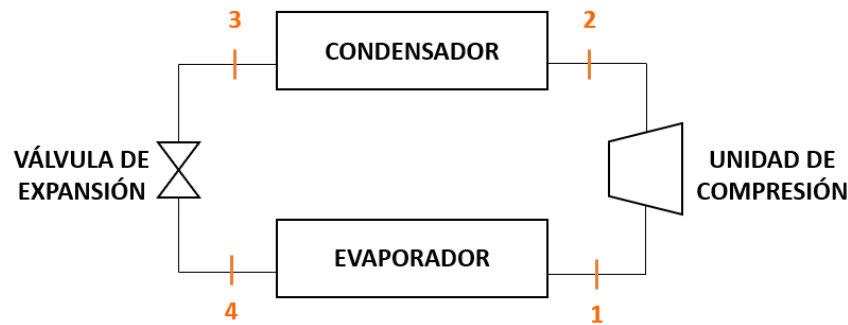


Fig. 8. Esquema del ciclo térmico primario.

❖ Fluido de trabajo:

El fluido que recorre el ciclo térmico primario es el refrigerante R32, el cual cuenta con propiedades aptas para las condiciones y funcionamiento del ciclo. Es un refrigerante cuyo uso en ciclos térmicos es cada vez más frecuente.

❖ Componentes:

Los componentes del ciclo son los que figuran en el esquema de la Fig.8:

- El evaporador es el intercambiador de calor a través del cual entra el calor en el ciclo. Este calor proviene de la piscina de almacenamiento de agua o foco frío.
- La unidad de compresión o compresor tiene como objetivo comprimir el refrigerante procedente del evaporador para aumentar así la temperatura de éste.
- El condensador es también un intercambiador de calor al que llega el refrigerante comprimido y a máxima temperatura. En él se produce la transferencia de calor hacia el foco caliente (suelo radiante en la vivienda).
- La válvula de expansión es el elemento que cierra el ciclo, y su función es descomprimir el refrigerante hasta obtenerlo en las condiciones iniciales.

En ambos intercambiadores de calor conviven los dos fluidos de trabajo para la transferencia de calor y sufren los consecuentes saltos térmicos.

❖ Puntos característicos:

Los puntos característicos del ciclo son también los representados en el esquema anterior, y se sitúan entre los componentes.

- Punto 1: es la salida del evaporador. En este punto tiene lugar un recalentamiento de 5°C lo que produce un desplazamiento en el ciclo hasta el punto 1'.
- Punto 2 o punto de descarga: es el punto en el que se encuentran los máximos valores de presión y temperatura del ciclo.

- Punto 3: es el punto correspondiente a la salida del condensador y entrada a la válvula. En este punto se produce un subenfriamiento de 7°C (lo que da lugar al punto 3').
- Punto 4: es el punto de salida de la válvula, donde se recuperan las condiciones iniciales del refrigerante. Como el proceso de expansión es isoentálpico, tiene el mismo valor de entalpía que a la entrada de la válvula.

Para la mejor comprensión del funcionamiento del ciclo, se sitúan los puntos previamente indicados en un diagrama P-h del R32 (Fig.9), aunque los valores numéricos no son representativos, puesto que estos puntos se desplazan en función del régimen de trabajo. Los puntos resultantes del subenfriamiento y del recalentamiento son, respectivamente, 3' y 1'.

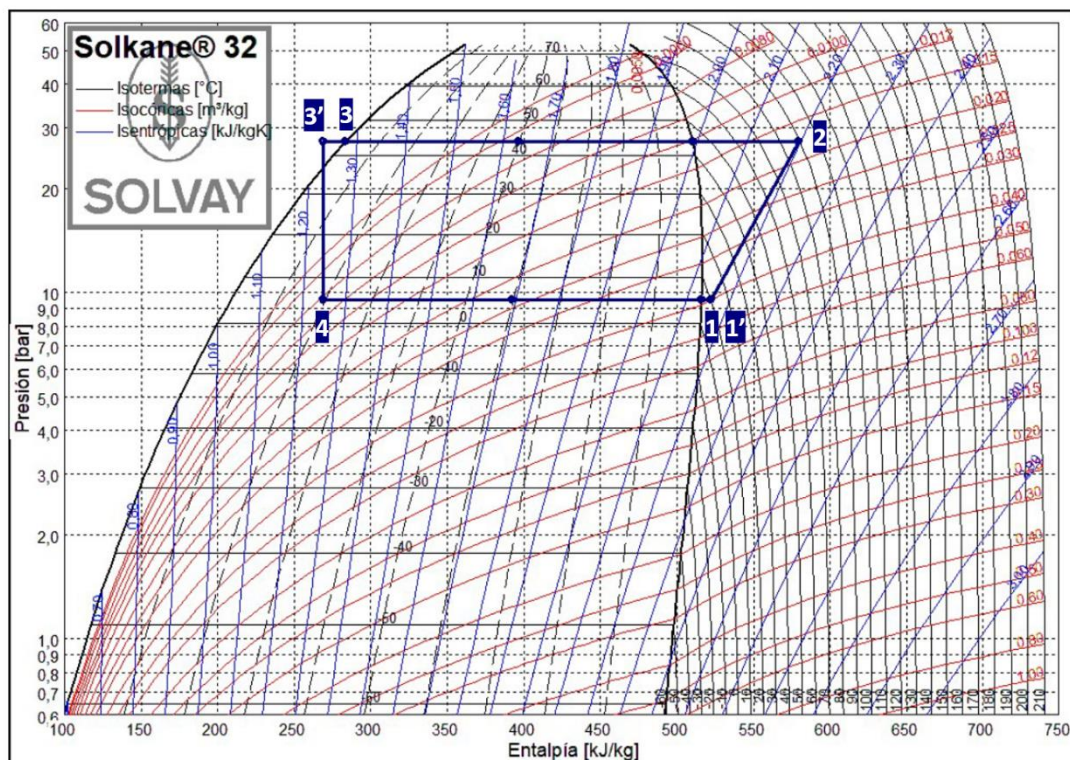


Fig. 9. Representación del ciclo en diagrama P-h.

4.2. Ciclos secundarios.

Los dos ciclos secundarios se encuentran conectados con el evaporador y el condensador respectivamente.

El ciclo secundario del condensador conecta la unidad terminal del sistema de calefacción, el suelo radiante, con el circuito primario. En el condensador se produce la

transferencia de calor: éste es cedido por el refrigerante y absorbido por el agua (en el sentido indicado en la *Fig.7*), la cual, con el apoyo de una bomba hidráulica, asciende y se distribuye por el suelo radiante de las diferentes plantas de la vivienda.

Por otro lado, el ciclo secundario del evaporador acopla la piscina de almacenamiento al ciclo primario. Además, la piscina de almacenamiento de calor está a su vez conectada con el sistema de captación (los colectores solares).

La disposición de estos dos acoplamientos sigue como criterio la eficiencia en la estratificación de la piscina, favorecer la distribución organizada de temperaturas dentro de la misma y fomentar la optimización del sistema. Se representa en la *Fig. 10*.

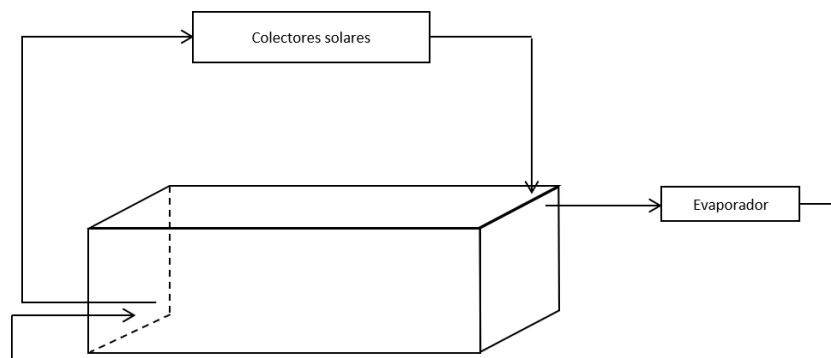


Fig. 10. Esquema disposición de componentes.

Si se toma como referencia la posición de la piscina en la figura, la distribución de los componentes del sistema es la siguiente:

- El agua proveniente de los colectores solares se inyecta en una esquina superior de la piscina (esquina derecha en la figura). Este punto de inyección se encuentra en la misma zona desde la que se extraerá el agua hacia el circuito secundario del evaporador, ya que de esta zona se obtiene el agua con máxima temperatura y se puede realizar un máximo aprovechamiento de este calor.
- Tras atravesar el evaporador, el agua retorna a la piscina por la zona más profunda para no alterar la distribución natural de temperaturas y favorecer el flujo de calor. Se inyecta así en la zona con temperaturas más frías.
- También de esta zona próxima al fondo de la piscina dimana el conducto que extrae agua hacia el subsistema de captación. Este proceso permite que el agua que alcanza los colectores esté a muy baja temperatura y se pueda aumentar ésta en mayor medida.

4.3. Perfiles de temperaturas en los intercambiadores.

En este apartado se realiza una descripción esquematizada de los perfiles de temperaturas en el condensador y en el evaporador para los dos fluidos que los atraviesan: el agua y el refrigerante R32. Estos perfiles de temperaturas no son invariables, y aunque aportan información acerca de los rangos de temperaturas con los que se trabaja, dependen de cada situación y régimen de funcionamiento concretos.

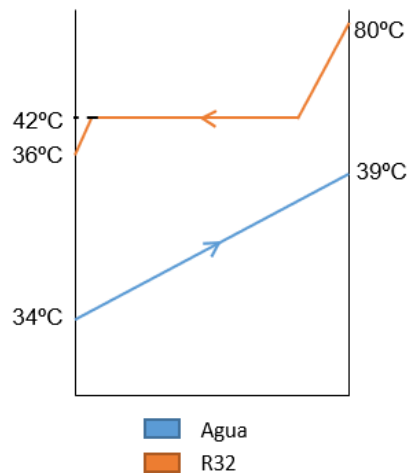


Fig. 11. Perfil de temperaturas en el condensador.

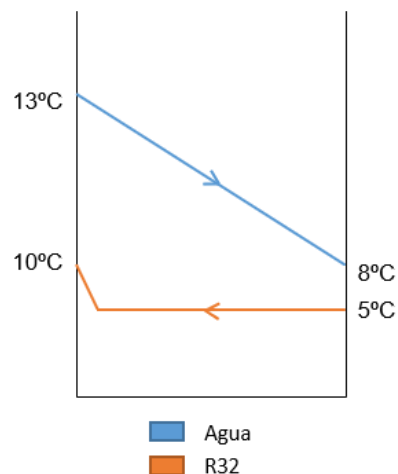


Fig. 12. Perfil de temperaturas en el evaporador.

En el caso representado en las Fig. 11 y Fig. 12 se ha considerado un salto térmico del agua de 5°C en ambos intercambiadores. Los perfiles de temperaturas se corresponden con una situación relativamente desfavorable en la cual, el agua de la piscina se encuentra a 13°C.

De esta manera, el agua a la salida del intercambiador tiene una temperatura de 8°C. El refrigerante en su paso por el evaporador se mantiene constante a una temperatura de 5°C hasta el recalentamiento a la salida, el cual asegura el estado de vapor a la entrada del compresor.

Respecto al refrigerante en el condensador, sufre un amplio salto térmico al que se le suma el subenfriamiento al que es sometido a la salida transfiriendo así la máxima cantidad posible de calor al agua y asegurando el estado líquido a la entrada de la válvula.



Fig. 15. Mapa de zonificación climática (Figura tomada de [17]).

Sin embargo, ésta no es la única clasificación. La *Tabla 1*, contenida en el DB HE1, define la zonificación climática de forma más rigurosa, de manera que, dependiendo de la altitud de un terreno concreto dentro de una provincia, éste puede corresponder o no a la misma zona climática que la provincia a la que pertenece.

Tabla B.1.- Zonas climáticas de la Península Ibérica

Zonas climáticas Península Ibérica																		
Capital	Z.C.	Altitud	A4	A3	A2	A1	B4	B3	B2	B1	C4	C3	C2	C1	D3	D2	D1	E1
Albacete	D3	677										h < 450			h < 950			h ≥ 950
Alicante/Alacant	B4	7					h < 250					h < 700			h ≥ 700			
Almería	A4	0	h < 100				h < 250	h < 400				h < 800			h ≥ 800			
Ávila	E1	1054														h < 550	h < 850	h ≥ 850
Badajoz	C4	168								h < 400	h < 450				h ≥ 450			
Barcelona	C2	1										h < 250				h < 450	h < 750	h ≥ 750
Bilbao/Bilbo	C1	214											h < 250				h < 250	h ≥ 250
Burgos	E1	861															h < 600	h ≥ 600
Cáceres	C4	385								h < 600					h < 1050			h ≥ 1050
Cádiz	A3	0		h < 150				h < 450				h < 600	h < 850			h < 850		
Castellón/Castelló	B3	18						h < 50				h < 500			h < 600	h < 1000		h ≥ 1000
Ceuta	B3	0						h < 50										
Ciudad Real	D3	630									h < 450	h < 500			h < 500			
Córdoba	B4	113					h < 150				h < 550				h < 550			
Coruña, La / A Coruña	C1	0												h < 200			h ≥ 200	
Cuenca	D2	975													h < 800	h < 1050		h ≥ 1050
Gerona/Girona	D2	143											h < 100			h < 600		h ≥ 600
Granada	C3	754	h < 50				h < 350				h < 600	h < 800			h < 1300			h ≥ 1300
Guadalajara	D3	708													h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Huelva	A4	50	h < 50				h < 150	h < 350				h < 800			h < 800			
Huesca	D2	432										h < 200			h < 400	h < 700		h ≥ 700
Jaén	C4	436					h < 350				h < 750				h < 1250			h ≥ 1250
León	E1	346																h < 1250
Lérida/Leida	D3	131										h < 100			h < 600			h ≥ 600
Logroño	D2	379											h < 200			h < 700		h ≥ 700
Lugo	D2	446										h < 500			h < 950	h < 1000	h < 500	h < 950
Madrid	D3	589										h < 500			h < 950	h < 1000		h ≥ 1000
Malaga	A3	0						h < 300				h < 700			h < 700			h ≥ 700
Melilla	A3	130																
Murcia	B3	25						h < 100							h < 550			
Ourense/Ourense	D2	327										h < 150	h < 300			h < 800		h ≥ 800
Oviedo	D1	214												h < 50			h < 550	h < 550
Palencia	D1	722														h < 800		h ≥ 800
Palma de Mallorca	B3	1						h < 250				h ≥ 250						
Pamplona/Iruña	D1	456										h < 100			h < 300	h < 600		h ≥ 600
Pontevedra	C1	77												h < 350		h < 350		
Salamanca	D2	770														h < 800		h ≥ 800
San Sebastián/Donostia	D1	5														h < 400	h < 400	h < 400
Santander	C1	1												h < 150		h < 650	h < 650	h < 650
Segovia	D2	1013														h < 1000		h ≥ 1000
Sevilla	B4	9					h < 200				h ≥ 200							
Soria	E1	984														h < 750	h < 800	h ≥ 800
Tarragona	B3	1						h < 50				h < 500			h < 500			
Teruel	D2	995										h < 450	h < 500			h < 1000		h ≥ 1000
Toledo	C4	445									h < 500				h < 500			
Valencia/València	B3	8					h < 50					h < 500				h < 950		h ≥ 950
Valladolid	D2	704														h < 800		h ≥ 800
Vitoria/Gasteiz	D1	512															h < 500	h < 500
Zamora	D2	617														h < 800		h ≥ 800
Zaragoza	D3	207										h < 200			h < 650			h < 650
Capital	Z.C.	Altitud	A4	A3	A2	A1	B4	B3	B2	B1	C4	C3	C2	C1	D3	D2	D1	E1

Tabla 1. Zonas climáticas de la Península Ibérica (Tabla obtenida de [18]).

En el caso de Leganés, cuya altitud es de 665 metros, se considera que pertenece a la misma zona climática que Madrid, por lo que queda definida como zona climática D3. El diseño se llevará a cabo siguiendo esta condición.

5.2. Descripción y distribución de la vivienda.

La vivienda se encuentra en una parcela con proporciones similares a las de un rectángulo.

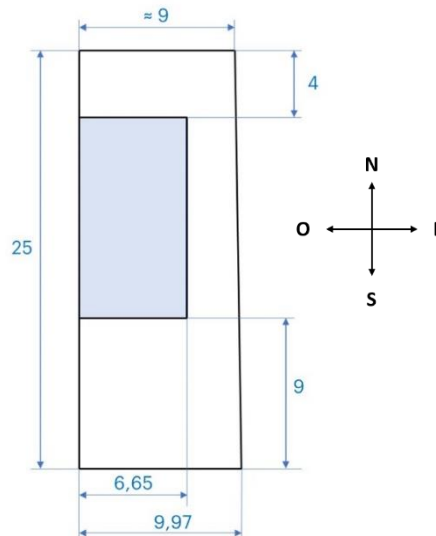


Fig. 16. Planta de la parcela (en m).

En el plano de la Fig.16 se representa la planta de la parcela y la situación de la vivienda (rectángulo coloreado) dentro de la misma. Todas las medidas están expresadas en metros.

Como se puede observar, una de las fachadas de la vivienda se encuentra en el límite oeste de la parcela, y linda con la fachada este correspondiente de la vivienda contigua, por lo que la misma no tiene ventanas ni huecos y estará condicionada en el proceso de transferencia de calor.

La vivienda, de 12 metros de largo y 6,65 metros de ancho, cuenta con cuatro alturas en total: un sótano, dos plantas, y una buhardilla con terraza. Estos cuatro espacios se consideran habitables a efectos de demanda térmica, y aunque no se definen de forma concreta espacios como tal en cada altura (baños, cocina, salón, dormitorios...), para el posterior cálculo de la renovación de aire, se describe cada una como un tipo de espacio o combinación de ellos.

El tanque o piscina de almacenamiento se encuentra en el exterior de la edificación, cubierto al nivel del sótano, y no se encuentra en el plano ya que se procede más adelante a la elección de sus dimensiones. A otros efectos, se podrá utilizar como piscina.

5.3. Cálculo de cargas térmicas.

Para el correcto dimensionamiento tanto de los colectores solares como del tanque de almacenamiento, se debe llevar a cabo el cálculo de las cargas térmicas existentes en la vivienda.

La carga térmica de un local consiste en la cantidad total de energía térmica que, por unidad de tiempo, las masas contenidas en el local intercambian con toda fuente y/o sumidero térmico interior o exterior al cerramiento del local [19].

Las cargas térmicas pueden tener origen en el exterior (cargas térmicas exteriores) como las cargas por transmisión o por radiación solar, o bien en el interior de la vivienda (cargas térmicas interiores). Las cargas interiores son las producidas por la iluminación, las personas y los equipos electrónicos, y se consideran negativas en invierno [6]. Esto significa que son favorables al calentamiento de la vivienda, por lo que no se tendrán en cuenta en los cálculos, ya que los mismos se realizan desde la situación más desfavorable desde el punto de vista del sistema de climatización. Así, el dimensionamiento de la instalación se realizará para la máxima carga térmica esperada.

Siguiendo este razonamiento, la radiación solar como carga térmica exterior tampoco se tendrá en cuenta en el cálculo de las cargas térmicas. Por lo tanto, el cálculo se simplifica y se compone de las cargas térmicas de transmisión, de renovación de aire y de infiltraciones.

Otra forma de clasificación de las cargas térmicas tiene como criterio la magnitud que crece o disminuye en la transferencia del calor, y se pueden diferenciar cargas sensibles y latentes. Las cargas sensibles son aquellas que conllevan un cambio de temperatura, mientras que las cargas latentes se caracterizan por un cambio en la humedad relativa [6]. Clasificando las cargas térmicas ya mencionadas según este criterio, las cargas térmicas por transmisión se consideran sensibles (ya que existe un perfil de temperaturas ascendente en el sentido del calor), mientras que las cargas térmicas por renovación de aire y por infiltraciones tienen componentes sensible y latente, puesto que provocan variaciones tanto en la humedad relativa como en la temperatura.

Sin embargo, análogamente al razonamiento seguido para las cargas interiores y buscando siempre la disposición más desfavorable, estas cargas latentes no se consideran en los cálculos debido a que consiste en un sistema de calefacción para invierno.

En este apartado se lleva a cabo el cálculo de estas cargas térmicas, tras el cual se puede proceder al dimensionamiento del resto de componentes del sistema de climatización.

5.3.1. Condiciones de diseño.

La finalidad última de este dimensionamiento consiste en conseguir condiciones de confort en el interior de la vivienda. Estas condiciones de confort se definen con unos rangos para los valores de temperatura y humedad relativa en el interior de la vivienda.

Estas condiciones interiores de diseño se encuentran definidas en la tabla 1.4.1.1 del RITE (*Tabla 2*) y se fijan en base a ciertos parámetros como la actividad metabólica de las personas, cuyos valores se predeterminan en este caso como estándares.

Estación	Temperatura Operativa (°C)	Humedad Relativa (%)
Verano	23..25	45..60
Invierno	21..23	40..50

Tabla 2. Condiciones interiores de diseño (Tabla obtenida de [20]).

Tras observar los rangos de la tabla, se fijarán como condiciones de diseño una temperatura operativa interior de 21°C y humedad relativa de 45%.

Además de estas condiciones interiores, se deberán fijar también las condiciones exteriores de diseño. El valor de la temperatura exterior se obtiene de la Norma UNE 100001, elaborada por el comité técnico AEN/CTN 100 Climatización cuya Secretaría desempeña AFEC. Este documento contiene los datos climáticos de diferentes poblaciones españolas, entre ellas Madrid. La *Tabla 3* concretamente recoge los datos de las condiciones mínimas en invierno y máximas en verano.

Tabla 3
Madrid

GD anuales			
Base (°C)		GD (K)	
12		824,5	
15		1 403,2	
18		2 097,0	
20		2 613,2	

Mínimas			Máximas			
		TS		TS	THc	TH
NPE	99,0	-4,9	NPE	1,0	36,5	21,4
NPA	99,6		NPA	0,4		
NPE	97,5	-3,7	NPE	2,5	35,0	20,8
NPA	99,0		NPA	1,0		
NPE	95,0	-2,7	NPE	5,0	33,7	20,4
NPA	98,0		NPA	2,0		

Tabla 3. Condiciones climáticas Madrid (Tabla tomada de [21]).

De entre todos los datos recogidos en estas tablas, interesan los valores de las dos primeras columnas de la tabla inferior. Para la interpretación de estos datos es necesario conocer las magnitudes, unidades y definiciones de los parámetros que aparecen en la tabla [21]:

- TS: Temperatura Seca. Es la temperatura indicada por un termómetro cuyo elemento sensible es mantenido húmedo. La unidad de medida son los grados Celsius.

- NP: Nivel Percentil. Es el porcentaje del número de horas durante las cuales las temperaturas indicadas son iguales o superiores. Se distinguen dos niveles percentiles.
- NPE: Nivel Percentil Estacional: incluye las 2160 horas de los meses de diciembre, enero y febrero (90 días) y las 2928 horas de los meses de junio, julio, agosto y septiembre (122 días). Su unidad de medida es porcentaje [%].
- NPA: Nivel Percentil Anual: incluye las 8760 horas de un año (365 días). Su unidad de medida es porcentaje [%].

Debido a que el sistema de calefacción se utilizará en invierno, según la calidad que se desea se pueden tomar NP del 99% o del 97,5%. Considerando que el estudio se aplica a una vivienda, se toma el dato de temperatura seca para el segundo, en el cual se excluye un total de 54 horas. De este modo, la temperatura exterior tiene un valor de -3,7 °C.

5.3.2. Cargas térmicas de transmisión.

La carga térmica de transmisión o conducción se produce a través de la envolvente de la vivienda. Como ya se ha afirmado anteriormente, es una carga sensible y para su cálculo se hace uso de la siguiente ecuación:

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3)$$

Siendo Q_t la carga térmica (W), U el coeficiente global de transferencia de calor o transmitancia térmica ($W/m^2 \cdot ^\circ C$), A la superficie en metros cuadrados en la que tiene lugar la transferencia de calor (medida transversalmente al flujo de calor), y ΔT la diferencia entre la temperatura interior y la temperatura exterior ($^\circ C$).

5.3.2.1. Transmitancia térmica

La transmitancia térmica de un cerramiento puede definirse como la capacidad que tiene éste de aislar frente a las severidades meteorológicas. Un valor alto de la transmitancia térmica implica una alta cantidad de flujo de calor (hacia el exterior o hacia el interior dependiendo de si se considera en invierno o en verano) y, por lo tanto, mayores pérdidas de energía [22].

El Código Técnico de Edificación establece en el DB HE un valor límite (U_{lim}) para este coeficiente según en qué parte de la envolvente se calcule, el cual deberá ser siempre superior a los valores correspondientes a la envolvente. Estos valores límite para la transmitancia correspondientes a la zona climática D3 se obtienen de la Fig.17.

D.2.15 ZONA CLIMÁTICA D3

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	$U_{\text{lim}}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de suelos	$U_{\text{lim}}: 0,49 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Transmitancia límite de cubiertas	$U_{\text{lim}}: 0,38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Factor solar modificado límite de lucernarios	$F_{\text{lim}}: 0,28$

% de huecos	Transmitancia límite de huecos $U_{\text{lim}} \text{ W/m}^2 \text{ K}$				Factor solar modificado límite de huecos F_{lim}					
	N/NE/NO	E/O	S	SE/SO	Baja carga interna			Media, alta o muy alta carga interna		
de 0 a 10	3,5	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 11 a 20	3,0	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 21 a 30	2,5	2,9	3,5	3,5	-	-	-	0,54	-	0,57
de 31 a 40	2,2	2,6	3,4	3,4	-	-	-	0,42	0,58	0,45
de 41 a 50	2,1	2,5	3,2	3,2	0,50	-	0,53	0,35	0,49	0,37
de 51 a 60	1,9	2,3	3,0	3,0	0,42	0,61	0,46	0,30	0,43	0,32

Fig. 17. Valores límite de la transmitancia, DB HE1, Apéndice D (Figura tomada de [18]).

A continuación, se realiza el cálculo de la transmitancia de cada una de las componentes de la envolvente. La forma de proceder a el cálculo depende de si los cerramientos están en contacto con el aire exterior o no, y de qué tipo de cerramientos se trate.

Cerramientos en contacto con el aire exterior**❖ Fachada**

En este caso, la transmitancia térmica se expresa como:

$$U = \frac{1}{R_T} \quad (4)$$

Siendo R_T la resistencia térmica total:

$$R_T = R_{se} + \sum R_m + R_{si} \quad (5)$$

R_{se} y R_{si} son las resistencias térmicas por convección exterior e interior respectivamente, y R_m es la resistencia térmica por conducción correspondiente a cada material (m).

Esta resistencia térmica total depende de los materiales de los que estén conformadas las diferentes capas de la envolvente, así como del espesor de estas capas. Cuanto mayor sea el valor de la resistencia térmica (a la inversa que la transmitancia), menor flujo de calor existe entre el exterior y el interior de la vivienda.

La expresión para el cálculo de la resistencia térmica por conducción es la siguiente:

$$R_m = \frac{e}{\lambda} \quad (6)$$

Siendo λ el dato constante de la conductividad del material, en $\text{W/m}\cdot^{\circ}\text{C}$, y e el espesor de la capa de dicho material, expresado en metros. El valor de la conductividad térmica de los diferentes materiales se obtiene de la Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79 sobre Condiciones Térmicas en los edificios.

De este modo, las unidades de R_T resultantes son $\text{m}^2\cdot^{\circ}\text{C/W}$.

Los muros de la vivienda están compuestos por varias capas de diferentes materiales. Ordenados desde el interior hasta el exterior, estos materiales son: enlucido de yeso, ladrillo hueco, aislante (poliestireno extrusionado) y ladrillo perforado.

En la siguiente tabla se muestran los valores del espesor, conductividad y resistencia térmica, y realizando la inversa del sumatorio de éstas, se obtiene también el valor de la transmitancia:

FACHADA EN CONTACTO CON AIRE EXTERIOR			
	Espesor (m)	Conductividad λ (W/m·°C)	Resistencia Térmica (m²·°C/W)
Convección interior	-	-	0,130
Enlucido en yeso	0,03	0,3	0,100
Fábrica de ladrillo hueco	0,04	0,49	0,082
AT (Poliestireno extrusionado)	0,075	0,033	2,273
Fábrica de ladrillo perforado	0,12	0,76	0,158
Convección exterior	-	-	0,040
Resistencia térmica total, ΣRT (m2·°C/W)			2,782
	Transmitancia térmica total (W/m2·°C)		0,359

Tabla 4. Fachada en contacto con el aire exterior.

Como se observa en la *Tabla 4*, además de la resistencia térmica por conducción para los materiales, se tienen en cuenta las pérdidas por convección tanto en el interior como en el exterior. Estos valores de la resistencia térmica se obtienen del DB HE1, concretamente para el caso de cerramientos verticales con flujo horizontal (primera fila de datos de la *Tabla 5*):

Tabla 1 Resistencias térmicas superficiales de cerramientos en contacto con el aire exterior en $\text{m}^2\cdot\text{K/W}$

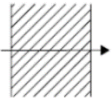
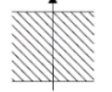
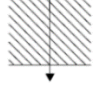
Posición del cerramiento y sentido del flujo de calor		R_{se}	R_{si}
Cerramientos verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^{\circ}$ y flujo Horizontal		0,04	0,13
Cerramientos horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^{\circ}$ y flujo ascendente (Techo)		0,04	0,10
Cerramientos horizontales y flujo descendente (Suelo)		0,04	0,17

Tabla 5. Resistencias térmicas de convección en cerramientos en contacto con exterior (Tabla tomada de [18]).

❖ **Cubierta**

De forma análoga al procedimiento que se lleva a cabo en el caso de la fachada en contacto con el aire exterior, en la cubierta de la buhardilla se tienen en cuenta, además de las resistencias por conducción de las capas de los materiales, las resistencias por convección interior y exterior. Los valores de estas últimas se encuentran también en el DB HE1, en la *Tabla 5*, y en este caso son los correspondientes a la segunda fila: cerramientos horizontales y el sentido del flujo de calor ascendente.

Respecto a los materiales que conforman la cubierta, siguen una estructura de tipo “sándwich”. En ella, se encuentra como componente principal el aislante, en este caso poliestireno extrusionado, comprendido entre dos capas de chapa. Estas dos capas tienen un espesor muy inferior al aislante, y se caracterizan por un valor muy alto de conductividad térmica. Estos dos factores tienen como consecuencia que sus valores de resistencia térmica son muy bajos, por lo que se consideran despreciables a efectos de resistencia térmica. De este modo, la resistencia térmica total de la cubierta queda definida por la convección y la conducción en el aislante.

Sumando todas las resistencias térmicas obtenidas se obtienen de nuevo los valores de la transmitancia térmica y la resistencia térmica total de la cubierta.

CUBIERTA EN CONTACTO CON AIRE EXTERIOR			
	Espesor (m)	Conductividad λ (W/m \cdot °C)	Resistencia Térmica (m 2 ·°C/W)
Convección interior	-	-	0,1
Chapa	↓↓↓	↑↑↑	0
AT (Poliestireno extrusionado)	0,09	0,033	2,727
Chapa	↓↓↓	↑↑↑	0
Convección exterior	-	-	0,040
Resistencia térmica total, $\sum R_T$ (m 2 ·°C/W)			2,867
	Transmitancia térmica total (W/m 2 ·°C)		0,349

Tabla 6. Cubierta en contacto con el aire exterior.

❖ **Huecos**

La vivienda cuenta con ventanas en las tres alturas por encima del nivel del suelo y con una terraza en la buhardilla. A través de estas ventanas o huecos se produce un flujo de calor distinto al del resto de cerramientos, y su valor suele ser mayor, ya que un muro de forma genérica logra mayor aislamiento que un vidrio.

Como se observa en la *Fig. 17*, el máximo valor de la transmitancia térmica para los huecos orientados al sur, norte y este, es de 3,5. Este valor, sin embargo, no se obtiene con ninguno de los materiales disponibles en la Norma Básica de la Edificación NBE-CT-79 referidos a huecos.

Por lo tanto, se toma el valor límite de la transmitancia como transmitancia de huecos de la vivienda.

Cerramientos en contacto con el terreno

❖ Fachada

Esta zona de la envolvente se corresponde con los muros del sótano, y su estructura interna tiene una pequeña modificación con respecto a la de la fachada en contacto con el aire exterior. A pesar de que cuenta con los mismos materiales y la misma disposición de los mismos, en este caso se necesita menos espesor de aislante, luego la resistencia térmica tiene un valor inferior. También se elimina la componente de convección exterior.

FACHADA EN CONTACTO CON TERRENO			
	Espesor (m)	Conductividad λ (W/m·°C)	Resistencia Térmica (m ² ·°C/W)
Convección interior	-	-	0,130
Enlucido en yeso	0,03	0,3	0,100
Fábrica de ladrillo hueco	0,04	0,49	0,082
AT (Poliestireno extrusionado)	0,05	0,033	1,515
Fábrica de ladrillo perforado	0,12	0,76	0,158
Resistencia térmica total, R_m (m ² ·°C/W)			1,985

Tabla 7. Fachada en contacto con el terreno.

Además de esta variación en el espesor, en este caso también se procede de manera diferente para el cálculo de la transmitancia, según indica el CTE en el DB HE1. Este Documento Básico contiene la *Tabla 8*, la cual permite obtener el valor de la transmitancia para este caso.

R _m (m² K/W)	Profundidad z de la parte enterrada del muro (m)					
	0,5	1	2	3	4	≥ 6
0,00	3,05	2,20	1,48	1,15	0,95	0,71
0,10	2,29	1,74	1,22	0,97	0,81	0,62
0,20	1,84	1,45	1,06	0,85	0,72	0,56
0,30	1,55	1,25	0,93	0,76	0,65	0,51
0,40	1,33	1,10	0,84	0,69	0,60	0,47
0,50	1,17	0,99	0,77	0,64	0,55	0,44
0,60	1,05	0,90	0,71	0,59	0,52	0,42
0,70	0,95	0,82	0,66	0,56	0,49	0,39
0,80	0,87	0,76	0,61	0,52	0,46	0,38
0,90	0,80	0,70	0,58	0,49	0,44	0,36
1,00	0,74	0,65	0,54	0,47	0,42	0,34
1,10	0,69	0,61	0,51	0,45	0,40	0,33
1,20	0,64	0,58	0,49	0,42	0,38	0,32
1,30	0,60	0,55	0,46	0,41	0,36	0,30
1,40	0,57	0,52	0,44	0,39	0,35	0,29
1,50	0,54	0,49	0,42	0,37	0,34	0,28
1,60	0,51	0,47	0,40	0,36	0,32	0,28
1,70	0,49	0,45	0,39	0,35	0,31	0,27
1,80	0,46	0,43	0,37	0,33	0,30	0,26
1,90	0,44	0,41	0,36	0,32	0,29	0,25
2,00	0,42	0,39	0,35	0,31	0,28	0,24

Tabla 8. Transmitancia térmica de muros enterrados en W/m²K.

Para acceder a la tabla se debe calcular previamente el valor de R_m y de z.

La primera es la resistencia térmica del muro, calculada mediante la ecuación (5). Por lo tanto, el valor que adquiere R_m es el sumatorio de las resistencias térmicas de la *Tabla 7*.

Este valor se puede aproximar a un valor de 2 para situarse en la tabla.

El valor de z es el valor de la distancia entre alturas de la vivienda y vale 2,5 metros. Como este valor no se corresponde con ninguno de los contenidos en la tabla, se interpola para obtener un valor más preciso de la transmitancia térmica (x):

2	0,35
2,5	x
3	0,31

Se interpola:

Transmitancia térmica total (W/m²·°C)	0,330
--	--------------

❖ Suelo del sótano

Como la distancia entre plantas es de 2,5 metros, y el suelo de la planta baja está al nivel del terreno, se deduce que la altura de los muros enterrados es mayor que 0,5 metros. Siguiendo este criterio de clasificación, se trataría de una solera “CASO 2”, a una profundidad superior a 0,5 metros respecto al nivel del terreno.

Para localizar el valor de la transmitancia térmica para este caso en la *Tabla 9*, (perteneciente también al DB HE1), se tienen que obtener primero el valor de la z, R_f, y B’.

Tabla 4 Transmitancia térmica U_s en $W/m^2 \cdot K$

B'	0,5 m < z ≤ 1,0 m				1,0 m < z ≤ 2,0 m				2,0 m < z ≤ 3,0 m				z > 3,0 m			
	Rf ($m^2 \cdot K/W$)				Rf ($m^2 \cdot K/W$)				Rf ($m^2 \cdot K/W$)				Rf ($m^2 \cdot K/W$)			
	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50	0,00	0,50	1,00	1,50
1	1,51	1,07	0,84	0,69	1,14	0,88	0,72	0,61	0,78	0,65	0,56	0,49	0,59	0,51	0,46	0,41
2	1,09	0,82	0,67	0,57	0,87	0,70	0,59	0,51	0,63	0,54	0,47	0,42	0,50	0,44	0,40	0,36
3	0,87	0,68	0,57	0,49	0,71	0,59	0,50	0,44	0,53	0,47	0,41	0,37	0,43	0,39	0,35	0,32
4	0,74	0,59	0,49	0,43	0,61	0,51	0,44	0,39	0,47	0,41	0,37	0,34	0,39	0,35	0,32	0,29
5	0,64	0,52	0,44	0,39	0,54	0,45	0,40	0,36	0,42	0,37	0,34	0,31	0,35	0,32	0,29	0,27
6	0,57	0,46	0,40	0,35	0,48	0,41	0,36	0,33	0,38	0,34	0,31	0,28	0,32	0,29	0,27	0,25
7	0,52	0,42	0,37	0,33	0,44	0,38	0,33	0,30	0,35	0,31	0,29	0,26	0,30	0,27	0,25	0,24
8	0,47	0,39	0,34	0,30	0,40	0,35	0,31	0,28	0,33	0,29	0,27	0,25	0,28	0,26	0,24	0,22
9	0,43	0,36	0,32	0,28	0,37	0,32	0,29	0,26	0,30	0,27	0,25	0,23	0,26	0,24	0,22	0,21
10	0,40	0,34	0,30	0,27	0,35	0,30	0,27	0,25	0,29	0,26	0,24	0,22	0,25	0,23	0,21	0,20
12	0,36	0,30	0,27	0,24	0,31	0,27	0,24	0,22	0,26	0,23	0,21	0,20	0,22	0,21	0,19	0,18
14	0,32	0,27	0,24	0,22	0,28	0,25	0,22	0,20	0,23	0,21	0,20	0,18	0,20	0,19	0,18	0,17
16	0,29	0,25	0,22	0,20	0,25	0,23	0,20	0,19	0,21	0,20	0,18	0,17	0,19	0,17	0,16	0,16
18	0,26	0,23	0,20	0,19	0,23	0,21	0,19	0,18	0,20	0,18	0,17	0,16	0,17	0,16	0,15	0,15
≥20	0,24	0,21	0,19	0,17	0,22	0,19	0,18	0,16	0,18	0,17	0,16	0,15	0,16	0,15	0,14	0,14

Tabla 9. Transmitancia térmica U_s en $W/m^2 K$

Como se declara anteriormente, el valor de la z o profundidad del suelo es de 2,5 metros, luego está comprendido entre los valores de 2 y 3 metros.

Según se define en el DB HE1, B' se puede expresar como:

$$B' = \frac{A}{\frac{1}{2}P} \quad (7)$$

Donde A es el área de la solera (m^2), y P es el perímetro exterior de la solera (m).

Con las dimensiones de la vivienda se obtiene el valor de B' :

$$B' = \frac{70}{\frac{1}{2} (6,65 + 12) \cdot 2}$$

$$B' = 3,75$$

Como el valor obtenido no se encuentra como tal en la tabla, se toma el valor más cercano, en este caso 4.

R_f se calcula mediante la ecuación (5).

Los materiales que conforman el suelo son, desde el exterior hacia el interior: hormigón armado, aislante térmico (poliestireno expandido tipo IV) y mortero de cemento. Respecto a la convección, sólo se considerará la interior, puesto que el hormigón armado está directamente en contacto con el terreno. Su valor se obtiene también de la *Tabla 5*, ya que es un cerramiento horizontal con el flujo de calor en sentido descendente.

SUELO EN CONTACTO CON TERRENO			
	Espesor (m)	Conductividad λ (W/m·°C)	Resistencia Térmica (m ² ·°C/W)
Convección interior	-	-	0,17
Mortero de cemento	0,3	1,4	0
AT (Poliestireno expandido tipo IV)	0,05	0,057	0,877
Hormigón armado	0,19	1,63	0
Resistencia térmica total, $\sum RT$ (m ² ·°C/W)			1,378

Tabla 10. Suelo en contacto con el terreno.

Como este valor concreto de R_f tampoco se encuentra en la tabla, se interpola entre los dos valores entre los que está comprendido (1 y 1,5):

1	0,37
1,378	x
1,5	0,34

Donde x es la transmitancia térmica.

Se interpola:

Transmitancia térmica total (W/m ² ·°C)	0,347
---	--------------

5.3.2.2. Superficie.

La superficie a través de la cual se produce la transferencia de calor se calcula de forma independiente para cada altura de la vivienda, diferenciando entre zona de muro, suelo, cubierta y zona de ventanas (huecos).

Con los datos de las dimensiones de la vivienda, se obtienen las diferentes medidas para el posterior cálculo:

SUPERFICIES DE TRANSFERENCIA DE CALOR				
	Área muro (m ²)	Área ventana (m ²)	Área suelo (m ²)	Área cubierta (m ²)
Buhardilla	75,25	8	-	66,5
Planta 2	82,25	11	-	-
Planta 1	76,75	16,5	-	-
Sótano	93,25	-	79,8	-

Tabla 11. Superficies de transferencia de calor.

5.3.2.3. Salto térmico.

El valor que adquiere el salto térmico depende únicamente de si se considera la envolvente en contacto con el aire exterior o en contacto con el terreno, debido a que las temperaturas exteriores son diferentes. El valor de la temperatura interior se mantiene constante debido a las condiciones de confort predefinidas.

La ecuación que define el salto térmico es la siguiente:

$$\Delta T = (T_{int} - T_{ext}) \quad (8)$$

Concretamente, para los casos de la envolvente en contacto con el aire exterior:

$$\Delta T = (T_{int} - T_{ext}) = 21 - (-3,7) = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Y para el caso de las zonas de la envolvente (pertenecientes al sótano) en contacto con el terreno:

$$\Delta T = (T_{int} - T_{terreno}) = 21 - 15 = 6 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5.3.3. Cargas térmicas de renovación de aire.

La vivienda necesita abastecerse de oxígeno de forma continua, así como retirar gases y compuestos perjudiciales como pueden ser humos, dióxido de carbono, restos de perfumes y ambientadores entre otros.

Para calcular en qué medida es necesaria esta recirculación del aire en un edificio, han de tenerse en cuenta factores relacionados con el tipo de edificio que se trata, el tipo de espacios que se encuentran en él, la cantidad de gente que se prevé va a permanecer en el interior del mismo, dimensiones...

La carga de renovación de aire (sensible) se calcula como:

$$Q_{ren} = \mathcal{V} \cdot \rho \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (9)$$

Siendo Q_{ren} la carga térmica (W), \mathcal{V} el caudal volumétrico de aire (l/s), ρ la densidad del aire (kg/m³), C_p el calor específico del aire (kJ/kg.°C) y ΔT el salto térmico (°C).

Para este caso de estudio, se toma el aire como incompresible, por lo que tanto la densidad como el calor específico del aire adquieren valores constantes:

$$\rho = 1,225 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_p = 1 \frac{kJ}{kg \cdot ^\circ C}$$

5.3.3.1. Caudal volumétrico de aire

El valor del caudal volumétrico de aire \mathcal{V} depende de los criterios de ventilación. Estos criterios se indican en el CTE, concretamente en el DB HS3. Algunos de los valores ahí indicados, en aplicaciones residenciales, se muestran en la *Tabla 12*:

CAUDALES DE VENTILACIÓN MÍNIMOS EXIGIDOS [l/s]			
Tipo de local	Por ocupante	Por m ² útil	En función de otros parámetros
Dormitorios	5,00		
Salas de estar y comedores	3,00		
Aseos y cuartos de baño			15 por local
Cocinas		2,00	
Trasteros		0,70	
Aparcamientos y garajes			120 por plaza
Almacenes		10,00	

Tabla 12. Caudales de ventilación mínimos exigidos.

Como se puede observar, la cantidad de aire requerida en los diferentes espacios no siempre depende de la superficie útil de los mismos, sino que puede depender también del número de ocupantes o de otros parámetros.

Para el estudio de esta vivienda, debido a que no se dispone de planos del interior de ésta, el cálculo del caudal de aire necesario se realiza de forma orientativa, considerando seis ocupantes en la vivienda, y reproduciendo también diferentes tipos de espacios en cada una de las plantas como ya se ha mencionado en el apartado relacionado con la descripción de la vivienda. De este modo las plantas quedan así definidas, cada una de forma independiente:

- El sótano se considera sala de estar.
- La primera planta se considera una combinación de comedor y de cocina, tomando como comedor dos tercios de la superficie útil de la planta, y como cocina, el tercio restante.
- La segunda planta se considera como cuatro dormitorios.
- La buhardilla, de forma análoga al sótano, se considera sala de estar.

5.3.3.2. Salto térmico

El cálculo del salto térmico se realiza de forma similar al proceso seguido en el caso de las cargas térmicas de transmisión. En este caso, la renovación del aire tendrá

lugar siempre entre el aire exterior y el interior, y nunca con el terreno. Por lo tanto, el valor del salto térmico en este caso permanece constante:

$$\Delta T = (T_{int} - T_{ext}) = 21 - (-3,7) = 24,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

5.3.3.3. Carga total de renovación

Aplicando estas definiciones y las ecuaciones correspondientes, se obtienen las cargas térmicas de renovación de aire para cada planta, representadas en la *Tabla 13*. El sumatorio de las mismas da lugar a la carga térmica de renovación de aire de toda la vivienda.

CARGAS RENOVACIÓN AIRE		
	Caudal (l/s)	Carga (W)
Sótano	18,00	544,64
Planta 1	55,33	1674,25
Planta 2	120,00	3630,90
Buhardilla	18,00	544,64
Total		6394,42

Tabla 13. Cargas de renovación de aire.

5.3.4. Cargas térmicas de infiltración.

Estas cargas térmicas son dependientes del diseño de la vivienda y de ciertas características de los cerramientos de ésta, así como de los caudales de renovación de aire. Debido a que los factores relacionados con la envolvente no pueden evaluarse de forma rigurosa (salvando el método empírico) son cargas muy difíciles de estimar [19].

Debido a que no existe forma precisa de calcularlas, en este caso se estiman como un porcentaje del 10% de las cargas térmicas de renovación.

De este modo se aplica el porcentaje y se obtiene su valor:

$$Q_{inf} = 0,1 \cdot Q_{ren} = 639,442 \text{ W} \quad (10)$$

5.3.5. Cargas térmicas totales.

Para concluir el cálculo, se realiza el sumatorio de las diferentes cargas obtenidas. A este sumatorio, se le añadirá posteriormente un valor del 10% del mismo como factor de seguridad.

Para el cálculo de las cargas totales de transmisión, deberá aplicarse la ecuación (3) a cada una de las plantas y dentro de éstas, para cada una de las zonas de la envolvente. Ya obtenidos los valores de las respectivas transmitancias, se recopilan en la tabla adjunta a continuación, y serán los que se utilizarán para el cálculo:

TRANSMITANCIAS	
Umuro ext (W/m ² ·°C)	0,36
Umuro terr (W/m ² ·°C)	0,33
Uhuecos (W/m ² ·°C)	3,50
Ucubierta (W/m ² ·°C)	0,35
Usuelo (W/m ² ·°C)	0,35

Tabla 14. Valores de las transmitancias.

Además de estos valores, también se tendrán en cuenta los diferentes datos de las superficies de transferencia, las cuales se recogen en la *Tabla 11*. Con todo esto, se procede al cálculo de la carga térmica de transmisión total, calculando de forma individual la carga en cada altura, y haciendo sumatorio de los valores obtenidos.

CARGAS TÉRMICAS TRANSMISIÓN									
	Área muro (m ²)	Área ventana (m ²)	Área suelo (m ²)	Área cubierta (m ²)	Carga muro (W)	Carga ventana (W)	Carga cubierta (W)	Carga suelo (W)	Carga total (W)
Buhardilla	75,25	8,00	-	66,50	668,05	691,60	572,86	-	1932,51
Planta 2	82,25	11,00	-	-	730,19	950,95	-	-	1681,14
Planta 1	76,75	16,50	-	-	681,36	1426,43	-	-	2107,79
Sótano	93,25	-	79,80	-	184,64	-	-	166,30	350,93
Total									6072,37

Tabla 15. Cargas térmicas de transmisión.

Este valor se debe sumar a las cargas obtenidas de renovación y de infiltración:

$$Q_{total} = Q_t + Q_{ren} + Q_{inf} \quad (11)$$

$$Q_{total} = 13106,228 \text{ W}$$

A este valor se le aplica el factor de seguridad en forma de porcentaje (10%):

$$Q_{\text{térmica total}} = 1,1 \cdot Q_{\text{total}} = 14416,85 \text{ W} \quad (12)$$

El valor de la carga total de la vivienda se expresa en la *Tabla 16* como carga por unidad de superficie habitable de la vivienda. La superficie habitable se considera como un 80% de la superficie construida. Esta superficie construida son 70 m² en el sótano y las dos alturas principales y 55 m² en la buhardilla.

Superficie construida (m ²)	265,00
Superficie habitable (m ²)	212,00
Carga por unidad de superficie (W/m ²)	68,00

Tabla 16. Obtención de carga por unidad de superficie.

5.3.6. Comparativa valores reales y valores límite.

La forma de asegurar que los cerramientos y condiciones de la vivienda cumplen con la normativa consiste en la verificación de que las transmitancias térmicas obtenidas no superan en ninguno de los casos los valores límite dados por el CTE.

A continuación, se encuentran los diferentes valores, tanto reales como límite, de las transmitancias térmicas para cada uno de los componentes de la envolvente:

COMPARATIVA TRANSMITANCIAS			
Transmitancia (W/m ² ·°C)		U obtenida	U límite
Contacto con el exterior	Muro	0,359	0,38
	Cubierta	0,349	0,38
	Huecos	3,5	3,5
Contacto con el terreno	Muro	0,33	0,66
	Suelo	0,347	0,49

Tabla 17. Comparación de transmitancias.

Esta tabla presenta una comprobación sencilla de que, para todos los casos analizados, la transmitancia térmica tiene un valor inferior (o en el peor de los casos, igual) al valor límite.

Gracias a este resultado, se puede avanzar en el estudio con la certeza de que se encuentra dentro de lo que rige el marco normativo.

5.4. Demanda térmica requerida.

Después de calcular la carga térmica de la vivienda, se puede proceder al cálculo de la demanda térmica de la misma. Para ello, debe realizarse la conversión de esa carga obtenida en vatios (unidad de potencia) a una unidad de energía.

Para asegurar la veracidad de este estudio y poder obtener conclusiones reales, se realiza el análisis correspondiente para obtener una representación gráfica de la demanda estacional de la vivienda.

5.4.1. Simulación en Mathcad.

A partir de este punto del estudio, se llevan a cabo distintos cálculos y simulaciones mediante el software matemático de Mathcad. La finalidad de utilizar esta herramienta en el proyecto consiste en primera instancia obtener la demanda térmica de la vivienda. Además, se desarrollarán también los cálculos pertinentes para el dimensionamiento del sistema.

5.4.1.1. Datos de partida

La primera fase del proceso consiste en el estudio y análisis de la evolución de las temperaturas a lo largo del invierno, el cual abarca los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre. Se analizan por lo tanto 151 días, y como la toma de datos está realizada en intervalos de diez minutos, para cada día se obtienen 144 valores de la temperatura exterior.

A cada uno de los días se le asigna una numeración, siendo el día 0 el 1 de enero y el día 150 el 31 de diciembre. Como los meses a tener en cuenta son exclusivamente los de invierno, puede existir un pequeño salto entre las temperaturas registradas en los días 89 y 90 puesto que se corresponden con el 31 de marzo y el 1 de noviembre respectivamente.

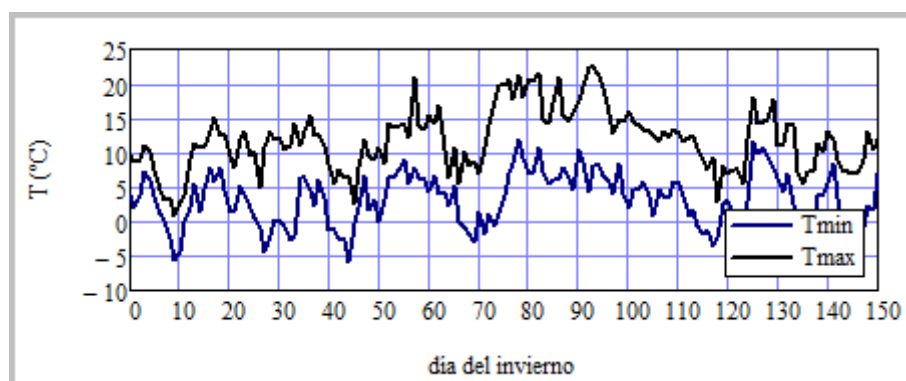


Fig. 18. Gráfica de temperaturas para cada día.

En la Fig.18 se representa el desarrollo estacional de los valores máximos y mínimos diarios de temperatura.

5.4.1.2. Obtención de la demanda diaria

El cálculo de la demanda energética se lleva a cabo a partir de la carga térmica y su definición.

Se aplica la ecuación definición de Q_t (3) para la cual el valor del producto del coeficiente de transmisión por unidad de superficie y el área permanecerá constante. El valor numérico de este producto se obtiene despejándolo de la ecuación aplicada para el caso de la carga térmica total, y el salto térmico de la ecuación (6) [23]:

$$U \cdot A = U_g = \frac{Q_t}{\Delta T} = 563,678 \text{ W/}^\circ\text{C} \quad (13)$$

Por otro lado, el gradiente de temperaturas ΔT para este caso es de valor variable ya que depende de la temperatura exterior, a pesar de que la temperatura interior permanece constante como condición de diseño:

$$\Delta T = (T_{int} - T_{ext}) = 21^\circ\text{C} - T_{ext}$$

De este modo y sustituyendo en (3), el valor de la carga térmica es variable y dependiente de la temperatura exterior:

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T = 0,56368 \cdot (21^\circ\text{C} - T_{ext}) \text{ kW} \quad (14)$$

Sin embargo, esta ecuación puede inducir a error, ya que para los casos en los que la temperatura exterior es mayor que la temperatura interior de diseño, la diferencia de temperaturas adquiere valor negativo, adquiriéndolo también Q_t . Esta situación se solventa definiendo la temperatura de consigna, que consiste en la temperatura considerada (como valor máximo) que fija el límite de temperatura a partir del cual el sistema de calefacción se pondrá en funcionamiento [6]. Ésta se define con un valor de 16°C , de tal forma que para valores superiores a esta temperatura no existe demanda térmica, luego se iguala la temperatura exterior a la temperatura interior de diseño (21°C) adquiriendo el salto térmico un valor de cero y anulando así la demanda térmica para estos casos. Para el resto de los valores de las temperaturas exteriores, se aplica directamente la ecuación (3).

Para cada día, se representa gráficamente en la *Fig. 19* la evolución con el paso de las horas del valor de la carga térmica Q_t en función de la temperatura exterior T_{ext} . En ésta se han representado las 24 horas de tres días aleatorios que se utilizarán como representativos (el 11 de enero, el 20 de febrero y el 21 de marzo), y se puede observar la concordancia con la realidad de la evolución de la carga de forma genérica a lo largo del día: disminuye a partir del mediodía hasta el final de la tarde, y crece en gran medida durante la noche y la madrugada.

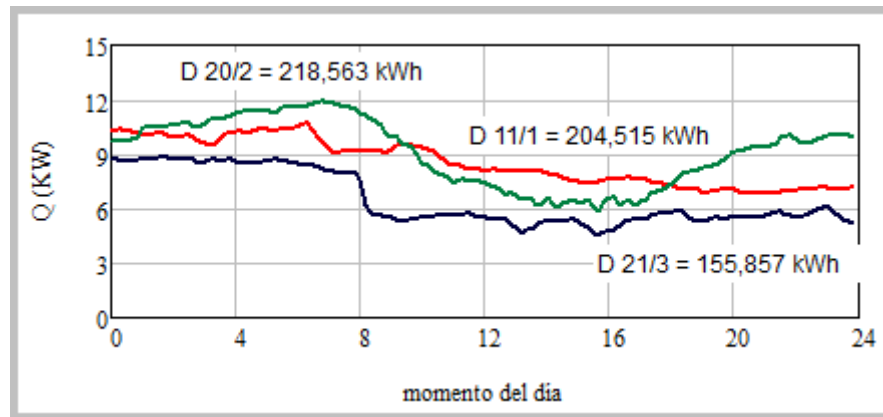


Fig. 19. Evolución de la demanda en un día.

La demanda diaria se obtiene realizando la integral de la gráfica de la Fig.19 para cada uno de los 151 días, obteniendo un valor numérico de la demanda correspondiente a cada día. En la Fig.20 se representa la evolución de los valores de la demanda diaria durante todo el invierno:

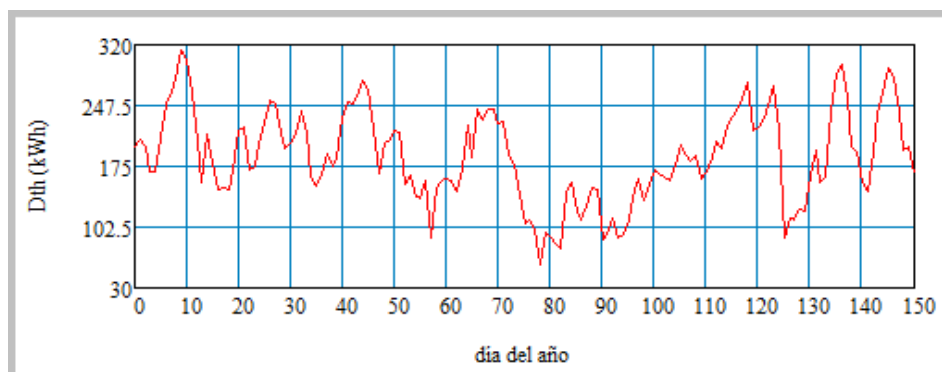


Fig. 20. Gráfica de la demanda térmica de la vivienda.

Como ya se ha señalado anteriormente, existía la posibilidad de que entre los días 89 y 90, al corresponderse con el último día de marzo y el primero de noviembre respectivamente, hubiese un salto en los valores de temperaturas y/o demanda. Sin embargo, según se observa en la Fig.20, se puede considerar que existe continuidad en los datos recogidos, ya que el valor de la demanda para los dos días es muy similar.

5.4.1.3. Valor representativo de la demanda energética

El objetivo de este capítulo es la obtención de un valor representativo de la demanda energética, ya que en la realidad no es necesario climatizar la vivienda en su totalidad y de forma simultánea. Esto supondría mayor trabajo y un sobredimensionamiento del sistema, ya que, de forma general, en una vivienda difícilmente se encuentran todos los espacios ocupados al mismo tiempo.

Por esta razón se considera un sistema de climatización que permitirá climatizar simultáneamente dos de las cuatro alturas de la vivienda pudiéndose éstas elegir y modificar según el uso que se les vaya a dar, siempre contando con un margen de tiempo hasta el arranque del completo funcionamiento del sistema.

Se procede por lo tanto al estudio de las posibles combinaciones de alturas climatizadas. Si se obtienen los diferentes valores de las cargas de transmisión, renovación e infiltración por cada altura de la vivienda de las tablas correspondientes, se obtienen los nuevos valores de carga. Con la combinación de las diferentes alturas, se obtienen las cargas totales para cada escenario dependiendo de qué alturas se escojan para climatizar. Los resultados obtenidos se recogen en la *Tabla 18*.

Escenario	Alturas climatizadas	Q transmisión (W)	Q renov e infiltración (W)	Q total (W)	Q total con factor de seguridad (W)	U _g (W/°C)
1	Planta 1	2107,79	1841,67	3949,46	10587,05	428,63
	Planta 2	1681,14	3993,99	5675,13		
	Total	3788,93	5835,66	9624,59		
2	Planta 1	2107,79	1841,67	3949,46	5389,44	218,20
	Sótano	350,93	599,10	950,03		
	Total	2458,72	2440,77	4899,49		
3	Planta 1	2107,79	1841,67	3949,46	7129,17	288,63
	Buhardilla	1932,51	599,10	2531,61		
	Total	4040,30	2440,77	6481,07		
4	Planta 2	1681,14	3993,99	5675,13	9027,41	365,48
	Buhardilla	1932,51	599,10	2531,61		
	Total	3613,65	4593,09	8206,74		
5	Planta 2	1681,14	3993,99	5675,13	7287,68	295,05
	Sótano	350,93	599,10	950,03		
	Total	2032,07	4593,09	6625,16		

Tabla 18. U_g (W/°C) según alturas climatizadas.

De esta forma se obtienen los distintos valores de la nueva U_g que modificarían por lo tanto el valor de la demanda en Mathcad. De entre los cinco posibles escenarios de funcionamiento, se decide utilizar el escenario 1 para la simulación y el posterior dimensionamiento del sistema. Se elige este escenario puesto que conlleva el máximo valor de U_g , lo que permite asegurar la capacidad del sistema para cumplir con los requerimientos de los demás escenarios. Además, la climatización de las plantas 1 y 2 se considera lógica y muy frecuente, ya que son los espacios en los que se interpreta que habrá mayor ocupación a lo largo del invierno.

La ecuación para la obtención de la carga térmica y su consecuente demanda queda definida por lo tanto como:

$$Q_t = U \cdot A \cdot \Delta T = 0,42863 \cdot (21^\circ\text{C} - T_{ext}) \text{ kW} \quad (15)$$

La demanda térmica a tener en cuenta tras este razonamiento disminuye su valor con respecto a la obtenida en la gráfica de la Fig.20:

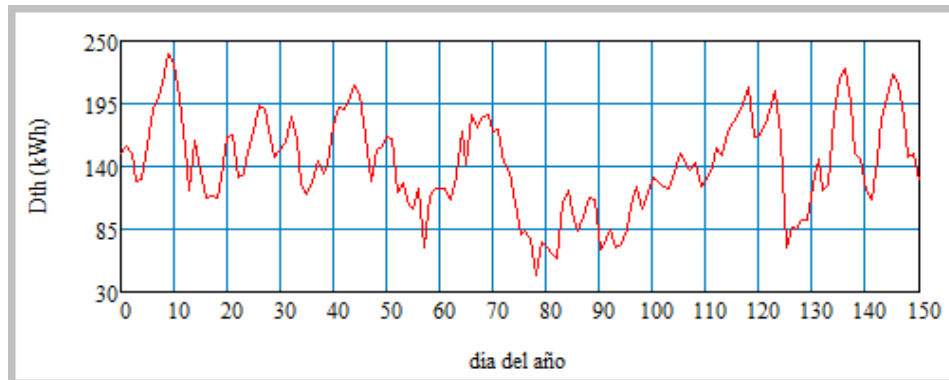


Fig. 21. Gráfica de demanda térmica de las dos alturas principales.

Con estos datos de demanda diaria se puede calcular el valor de la demanda total de los 151 días. Se obtiene así un valor de demanda estacional de 19193,71 kWh.

5.5. Dimensionamiento del sistema.

En base a la demanda diaria obtenida con la aplicación de la ecuación (15), en este capítulo se realiza el análisis de las diferentes fases a dimensionar del sistema de calefacción, con el objetivo de coordinarlas en magnitudes de trabajo realizado y energía obtenida. Estas fases son los colectores solares y el tanque de almacenamiento.

5.5.1. Análisis de los colectores solares.

Los colectores solares que se implantan en el sistema son el modelo Tubosol 3000 con 20 tubos. Para la obtención del número de colectores necesarios en la instalación, así como la obtención de la cantidad de energía captada, hay varios factores a tener en cuenta.

Uno de esos factores consiste en la radiación solar que alcanza la superficie de los colectores.

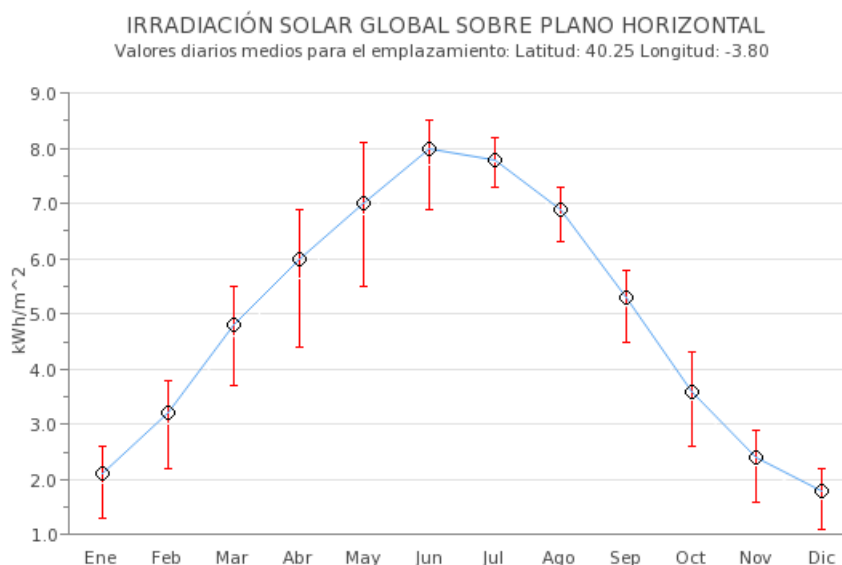


Fig. 22. Gráfica de irradiación solar global sobre plano horizontal (Figura obtenida de [24]).

(kWh/m ²)	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Percentil 75	2.6	3.8	5.5	6.9	8.1	8.5	8.2	7.3	5.8	4.3	2.9	2.2
Valor medio	2.1	3.2	4.8	6.0	7.0	8.0	7.8	6.9	5.3	3.6	2.4	1.8
Percentil 25	1.3	2.2	3.7	4.4	5.5	6.9	7.3	6.3	4.5	2.6	1.6	1.1

Tabla 19. Irradiación solar global sobre plano horizontal (Tabla obtenida de [24]).

En la fuente [24] se obtienen los datos mostrados en la gráfica y la tabla anteriores. Sin embargo, estos valores de la irradiación están medidos sobre el plano horizontal, por lo que deben adaptarse para el caso de plano inclinado debido a la disposición de los colectores. Esta adaptación se realiza con un factor de corrección para diferentes ángulos de inclinación y según la latitud de la localización.

La latitud de las coordenadas en las que se encuentra la vivienda se encuentra en la Fig.22 y tiene un valor de 40,25. Respecto a la orientación, los colectores solares se sitúan orientados hacia el sur para optimizar el sistema de captación en la medida de lo posible.

La inclinación de los colectores está definida por el ángulo de inclinación β , y determina el valor del factor de corrección de la radiación. En la ficha técnica del modelo se encuentran los valores límite recomendados de este ángulo:

Máxima presión del líquido	1000 KPa
Presión líquido recomendada	600 KPa
Temperatura máxima funcional	95°C
Temperatura estancamiento	200.3 °C
Inclinación recomendada	15 °- 75°
Caudal recomendado	20 -30 l/m2h
Instalaciones en serie	Se pondrán colocar un máximo de 200 tubos en serie (Ejemplo: 10X2M-Tubosol de 20 tubos)

Tabla 20. Condiciones de instalación de colectores (Tabla obtenida de [25]).

Los posibles valores de β quedan acotados por lo tanto entre 15° y 75°.

En la siguiente tabla se muestran los valores del factor de corrección según el ángulo de inclinación para la latitud de 40°.

Latitud = 40°												
Inc	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	1.07	1.06	1.05	1.03	1.02	1.01	1.02	1.03	1.05	1.08	1.09	1.09
10	1.14	1.11	1.08	1.05	1.03	1.02	1.03	1.06	1.1	1.14	1.17	1.16
15	1.2	1.16	1.12	1.07	1.03	1.02	1.04	1.08	1.14	1.21	1.25	1.24
20	1.25	1.2	1.14	1.08	1.03	1.02	1.03	1.09	1.17	1.26	1.32	1.3
25	1.3	1.23	1.16	1.08	1.02	1	1.02	1.09	1.19	1.3	1.38	1.36
30	1.34	1.26	1.17	1.07	1.01	.98	1.01	1.09	1.2	1.34	1.43	1.41
35	1.37	1.28	1.17	1.06	.98	.95	.98	1.07	1.21	1.37	1.47	1.45
40	1.39	1.29	1.16	1.04	.95	.92	.95	1.05	1.21	1.39	1.5	1.48
45	1.4	1.29	1.15	1.01	.91	.88	.92	1.03	1.2	1.39	1.52	1.5
50	1.41	1.28	1.13	.98	.87	.83	.87	.99	1.18	1.39	1.54	1.52
55	1.4	1.27	1.1	.94	.82	.78	.82	.95	1.15	1.38	1.54	1.52
60	1.39	1.24	1.07	.89	.77	.72	.77	.9	1.12	1.36	1.53	1.51
65	1.37	1.21	1.03	.84	.71	.66	.71	.85	1.07	1.34	1.51	1.5
70	1.34	1.17	.98	.78	.64	.59	.64	.79	1.02	1.3	1.49	1.47
75	1.3	1.13	.92	.72	.57	.52	.57	.73	.97	1.25	1.45	1.44
80	1.25	1.08	.86	.65	.5	.45	.5	.66	.9	1.2	1.41	1.4
85	1.2	1.02	.8	.58	.43	.37	.42	.58	.84	1.14	1.35	1.35
90	1.14	.95	.73	.5	.35	.29	.34	.5	.76	1.07	1.29	1.29

Tabla 21. Valores del factor de corrección k para latitud de 40° (Tabla tomada de [26]).

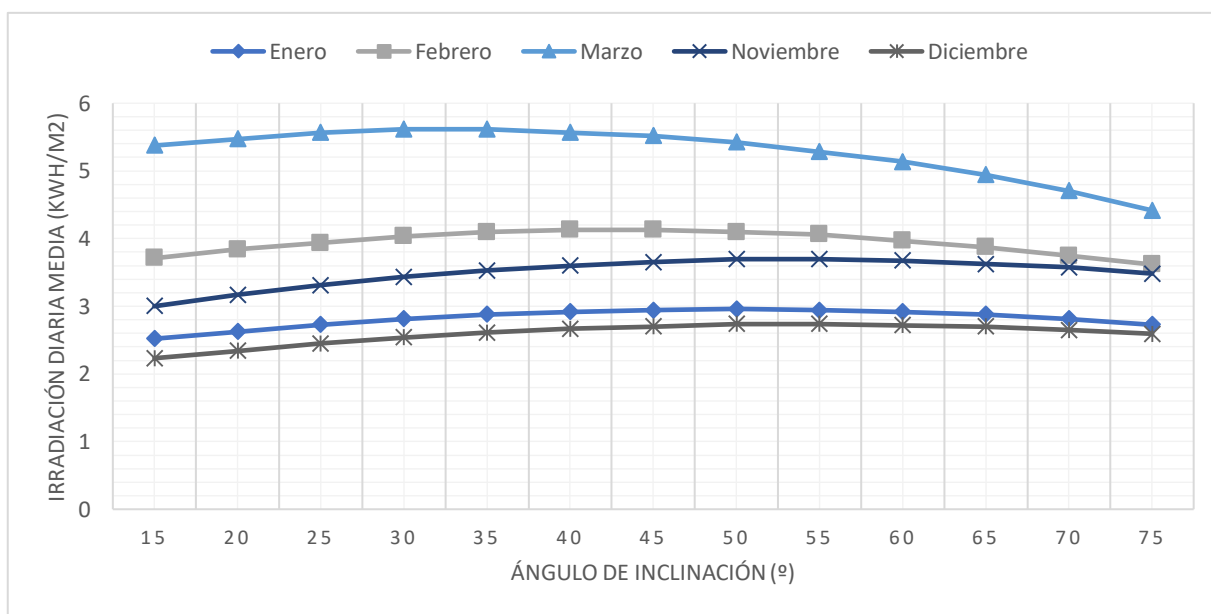
Partiendo de estos valores se obtienen los valores de la radiación sobre el plano inclinado de los colectores para cada mes y para cada valor adquirido por β dentro del rango previamente indicado. Se analizan así los resultados para los meses de invierno en los que se va a hacer uso de la calefacción.

En la siguiente tabla se han obtenido los valores correspondientes de irradiación sobre el plano inclinado (expresada en kWh/m²):

β	15 °		20 °		25 °		30 °		35 °		40 °		45 °		50 °		55 °		60 °		65 °		70 °		75 °	
	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I	k	I
Enero	1,2	2,52	1,3	2,63	1,3	2,73	1,3	2,81	1,4	2,88	1,4	2,92	1,4	2,94	1,4	2,96	1,4	2,94	1,4	2,92	1,4	2,88	1,3	2,81	1,3	2,73
Febrero	1,2	3,71	1,2	3,84	1,2	3,94	1,3	4,03	1,3	4,1	1,3	4,13	1,3	4,13	1,3	4,1	1,3	4,06	1,2	3,97	1,2	3,87	1,2	3,74	1,1	3,62
Marzo	1,1	5,38	1,1	5,47	1,2	5,57	1,2	5,62	1,2	5,62	1,2	5,57	1,2	5,52	1,1	5,42	1,1	5,28	1,1	5,14	1	4,94	1	4,7	0,9	4,42
Nov.	1,3	3	1,3	3,17	1,4	3,31	1,4	3,43	1,5	3,53	1,5	3,6	1,5	3,65	1,5	3,7	1,5	3,7	1,5	3,67	1,5	3,62	1,5	3,58	1,5	3,48
Dic.	1,2	2,23	1,3	2,34	1,4	2,45	1,4	2,54	1,5	2,61	1,5	2,66	1,5	2,7	1,5	2,74	1,5	2,74	1,5	2,72	1,5	2,7	1,5	2,65	1,4	2,59

Tabla 22. Irradiación (kWh/m²) sobre plano inclinado.

Estos datos se representan de forma gráfica en la Fig.23 para analizar y seleccionar el ángulo que optimice el funcionamiento del sistema, teniendo en cuenta los cinco meses del invierno. En este caso, el valor global de la irradiación se maximiza para los ángulos comprendidos entre 30° y 50°. Las diferencias dentro de este rango son mínimas y se decide tomar un ángulo β de 45°.

Fig. 23. Gráfica de Irradiación según β .

Además de este ángulo de inclinación ya fijado se debe contar con la posibilidad de que se formen sombras entre los colectores que disminuyan la eficiencia de la instalación. Para evitar esta situación en la medida de lo posible, se calcula el valor de la distancia mínima entre colectores.

Para calcular esta distancia se consideran las dimensiones de los colectores descritas en la ficha técnica, así como su disposición, definida por β .

Modelo	Nº de tubos	Altura/ Diámetro de tubos de vacío (mm)	Área absorbente (M2)	Área de apertura (M2)	Área total	Peso (kg)	A (mm)	B (mm)	C (mm)
2M_Tubosol 3000-15R	15	1800/58	1206	1395	2563	54,8	1308	1170	2010
2M_Tubosol 3000-20R	20	1800/58	1607	1860	3377	73	1698	1560	2010

Tabla 23. Dimensiones de los colectores (Tabla obtenida de [25]).

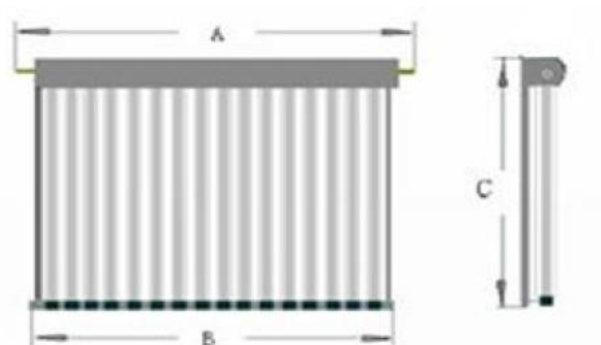


Fig. 24. Referencias de los colectores (Figura tomada de [25]).

Con esta medida se obtiene d mediante trigonometría:

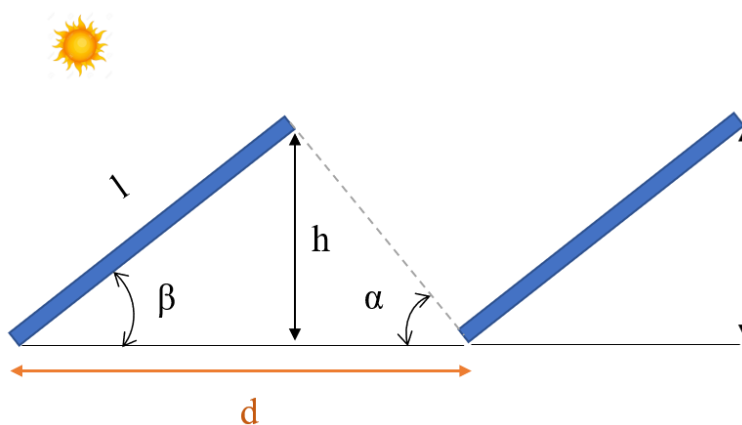


Fig. 25. Disposición de los colectores en el tejado.

$$d = l \cdot \left[\cos(\beta) + \frac{\sin(\beta)}{\tan(\alpha)} \right] \quad (16)$$

$$\alpha = 180 - \beta - 90 = 45^\circ \quad (17)$$

$$d = 2010 \cdot \left[\cos(45^\circ) + \frac{\sin(45^\circ)}{\tan(45^\circ)} \right]$$

$$d = 2842,57 \text{ mm} = 2,85 \text{ m}$$

Con esta distancia mínima y con los datos de dimensiones de los colectores de la *Tabla 23*, se puede aproximar el número de colectores orientados hacia el sur que podrían situarse en el tejado de la vivienda.

Como se cuenta con una superficie en el tejado de 12 metros en la dirección norte-sur, y 6,65 metros en la dirección este-oeste, se decide instalar 5 filas de 4 captadores ajustándose a las distancias ideales obtenidas previamente. Por lo tanto, el número total de colectores en el tejado es de 20 colectores.

Otro factor a tener en cuenta es el rendimiento al que operan estos colectores.

El rendimiento del sistema de captación estará determinado por las pérdidas por convección, radiación o conducción, que tienen lugar en el proceso de transformación de energía radiante en energía térmica [27].

En la ficha técnica del modelo el rendimiento se define con las siguientes ecuaciones, contenidas en la norma UNE-EN 12975:

$$\eta(x) = \eta_0 - a_1 \cdot x - a_2 \cdot G \cdot x^2 \quad (18)$$

$$x = \frac{T_m - T_a}{G} \quad (19)$$

Y ésta también contiene los valores del rendimiento óptico del captador y de los coeficientes lineal y cuadrático de pérdidas térmicas: η_0 , a_1 y a_2 respectivamente.

Estos valores son:

$$\eta_0 = 0,734 \text{ (0,850 Por área de absorción)}$$

$$a_1 = 1,529 \text{ (1,771 Por área de absorción)}$$

$$a_2 = 0,0166 \text{ (0,0192 Por área de absorción)}$$

Para calcular el valor de x , se necesita saber la diferencia de temperaturas entre la temperatura ambiente (T_a) y la temperatura media del fluido contenido en el colector (T_m). Este cálculo no se puede llevar a cabo con precisión puesto que depende del régimen de funcionamiento que se defina más adelante, luego tras un proceso iterativo se podrían sacar los valores exactos de ambas temperaturas. Como datos de partida, se considera la diferencia de temperaturas con un valor de 10°C.

G es la radiación solar global, y a pesar de que la radiación depende en gran medida de la situación climatológica de cada día, se puede aproximar de forma general a un valor de 1000 W/m^2 recibidos para días soleados [28].

Por lo tanto, el rendimiento genérico con el que se supone el funcionamiento de los colectores tiene un valor de:

$$\eta = 0,734 - 1,529 \cdot \frac{10}{1000} - 0,0166 \cdot \left(\frac{10}{1000}\right)^2 = 0,719$$

5.5.2. Análisis de la piscina de almacenamiento.

El fluido contenido en la piscina de almacenamiento es agua, por lo que los cálculos a realizar para esta fase del sistema tendrán como única finalidad dimensionar la piscina en las tres direcciones correspondientes (longitud, anchura y altura). Para la elección de estas dimensiones se debe tener en cuenta que el objetivo es, además de definir un volumen proporcional a la cantidad de energía que se necesite almacenar, que este volumen esté distribuido de tal modo que sea compatible con las dimensiones de la parcela en la que se encuentra la vivienda.

Las medidas de la piscina se predefinen en primera instancia como una altura de 3 metros, anchura también de 3 metros y una longitud de 20 metros. Estas dimensiones condicionan su posición en la parcela, y aunque situarla hacia el sur implicaría maximizar las horas de exposición al sol, se sitúa en el lateral de la vivienda (a su derecha referido al plano de la planta, *Fig. 16*). Tanto la altura como la longitud de la piscina pueden sufrir variaciones para los diferentes casos de estudio y se decidirán sus valores cuando se realice la elección del modelo de funcionamiento.

Con respecto a las temperaturas con las que opera la piscina, se impone una temperatura inicial de la piscina de 23°C . Este valor se toma como temperatura inicial en el análisis, el cual se realizará a partir de noviembre, y surge como consecuencia de una situación climatológica más favorable en los meses de verano y hasta octubre, con más radiación incidente y menos pérdidas de calor.

Además, se impone también un valor límite mínimo de temperatura, con la finalidad de contar con un margen para asegurar que no exista posibilidad de que el agua inicie un cambio de estado y la consecuente formación de hielo. Este límite de temperatura admisible para la piscina se fija en 10°C para asegurar así que la temperatura de evaporación no adquiere ningún valor por debajo de los 0°C .

5.5.3. Metodología de trabajo.

En este apartado se define el método de trabajo que se sigue para el dimensionamiento de las diferentes componentes del sistema.

Para desarrollar este estudio el factor determinante y limitante es la temperatura de la piscina de agua para el almacenamiento de calor. Se analiza la evolución de su valor con el paso de los días para diferentes condiciones climáticas. Los márgenes de variación de esta temperatura están limitados por la temperatura de partida impuesta, así como la temperatura mínima admisible.

Se realizan seguidamente los cálculos de energías obtenidas y cedidas.

Para el cálculo de la energía diaria absorbida por los colectores solares se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{paneles}} = I \cdot A \cdot \eta \quad (20)$$

Donde I es la radiación solar captada por unidad de superficie en kWh/m², A es el área de captación o área de apertura (obtenida de la ficha técnica de los captadores) en m² y η es el rendimiento de los colectores. Por lo tanto, la energía Q_{paneles} se obtiene expresada en kWh.

Para introducir el valor de I , se crea un vector de tantas filas como días estudiados, introduciendo en los días correspondientes a cada mes los valores medios mensuales obtenidos en la *Tabla 22*, reordenados cronológicamente para que el desarrollo de la temperatura corresponda con el desarrollo natural de los días, es decir, desde noviembre hasta marzo. De este modo, la nueva enumeración de los días implica que el día 0 se corresponde con el 1 de noviembre y, el día 150, con el 31 de marzo.

El valor del área de apertura (o captación) es, como figura en la *Tabla 23*, de 1,86 m².

Esta energía obtenida se traduce en un aumento de la temperatura de la piscina. Para dar valor a ese salto térmico, se debe calcular la energía cedida por la piscina de almacenamiento al sistema del suelo radiante, aunque en lugar de estar referida a días (puesto que será variable), se calcula por cada grado que disminuye la temperatura de la piscina. Este cálculo se lleva a cabo según la ecuación:

$$Q_{\text{piscina}} = m \cdot C_p \cdot \Delta T = m \cdot C_p \quad (21)$$

Donde m es la masa de agua contenida en la piscina (kg) y ΔT es la diferencia de temperaturas, que al tratarse de una constante de valor la unidad, se puede omitir.

C_p es el calor específico del agua, y su valor es constante:

$$C_p = 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

De este modo, con el valor de la energía necesaria (expresado en este caso en kJ) para modificar en 1°C su temperatura, se puede realizar un seguimiento de la evolución de la temperatura del agua de la piscina. Las variaciones de esta temperatura se deberán tanto a la demanda diaria requerida, ya que dictaminará la

cantidad de calor a ceder, así como a la energía absorbida en el sistema de captación solar.

Estos saltos térmicos como consecuencia de las transferencias de calor se calculan con las siguientes ecuaciones, donde también se unifican las unidades de energía utilizadas:

$$\Delta T_{\text{paneles}} = \frac{Q_{\text{paneles}} \cdot 3600}{Q_{\text{piscina}}} \quad (22)$$

$$\Delta T_{\text{demanda}} = \frac{D \cdot 3600}{Q_{\text{piscina}}} \quad (23)$$

Donde D es la demanda diaria, medida en kWh. Esta demanda diaria consiste en la demanda para la climatización de dos alturas de la vivienda.

Con todas las ecuaciones previas aplicadas y con sus resultados correspondientes, puede llevarse a cabo el cálculo de la temperatura de la piscina para cada día del invierno sustituyendo en la ecuación simplificada:

$$T_{\text{piscina día}} = T_{\text{piscina día anterior}} + \Delta T_{\text{paneles}} - \Delta T_{\text{demanda}} \quad (24)$$

5.6. Estudio de la potencia requerida por el compresor.

En este apartado se lleva a cabo el estudio y cálculo de la máxima potencia consumida por el compresor.

Para el cálculo del valor de la potencia, se ha simulado el funcionamiento del ciclo primario en el software Solkane en diferentes puntos de trabajo de la máquina. Esto permite obtener la representación del ciclo en el diagrama P-h del R32 (Fig.9).

Debido a que el ciclo depende de la temperatura de evaporación y, por lo tanto, de la temperatura del agua de la piscina, se han realizado cinco simulaciones con cinco valores diferentes de la misma que abarcan prácticamente todo el rango de posibilidades. Estos valores se muestran en la *Tabla 24*, y se corresponden con cinco días que se extienden a lo largo del invierno. La temperatura de condensación es para todos los casos la predefinida en el apartado 3,4 (42°C), al igual que los valores de recalentamiento y subenfriamiento (5°C y 7°C respectivamente).

Para cada simulación, se obtienen las correspondientes entalpías en las entradas y salidas de los componentes del ciclo, potencias de los mismos y gasto másico del refrigerante. Estos valores se utilizan como punto de partida para el cálculo de la potencia del compresor.

Esta potencia es el trabajo requerido por el compresor \dot{W}_C :

$$\dot{W}_C = \dot{m}_r \cdot \Delta h_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) \quad (25)$$

Donde \dot{m}_r es el gasto másico de R32 y Δh_C la diferencia de entalpías en el compresor.

El gasto másico está directamente relacionado con el calor cedido por el refrigerante en el condensador (Q_{cond}):

$$Q_{cond} = \dot{m}_r \cdot \Delta h_{cond} = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_3) \quad (26)$$

Donde Δh_{cond} es la diferencia de entalpías entre la entrada y salida del condensador.

El valor de Q_{cond} es el valor de la carga térmica Q_t obtenido en el apartado anterior (ecuación 15). Por otro lado, la entalpía a la salida del condensador h_3 es invariable debido al valor constante de la temperatura de condensación, mientras que la entalpía a la entrada h_2 varía con la temperatura de la piscina. Así:

$$\dot{m}_r = \frac{Q_t}{h_2 - h_3} \quad (27)$$

Con esta última ecuación se puede obtener el valor del gasto másico para cada valor de h_2 y de Q_t . Una vez obtenido, se sustituiría en la ecuación de \dot{W}_C , donde se vuelve a introducir el valor que adquiere h_2 para el correspondiente valor de \dot{m}_r , y donde se obtiene también previamente h_1 , entalpía a la salida del evaporador y dependiente también de la temperatura de la piscina.

Después de este análisis, se concluye que el valor de h_2 y de la diferencia ($h_2 - h_1$) son funciones de la temperatura de la piscina. Para estos dos casos se han obtenido sus respectivas gráficas y rectas de tendencia lineal, y las ecuaciones explícitas de estas rectas (en la esquina superior derecha de cada gráfica). Los resultados han sido los siguientes:

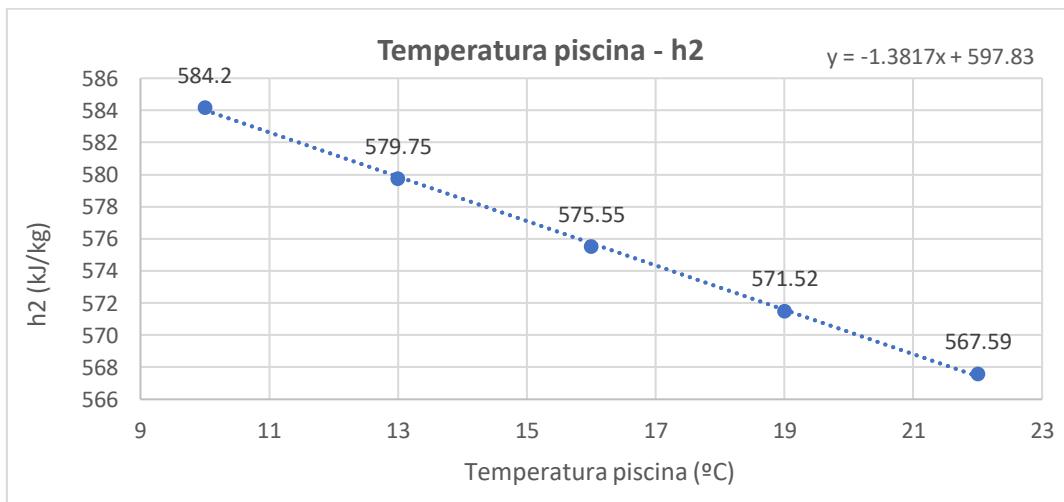


Fig. 26. Gráfica variación de h_2 respecto a la temperatura de la piscina.

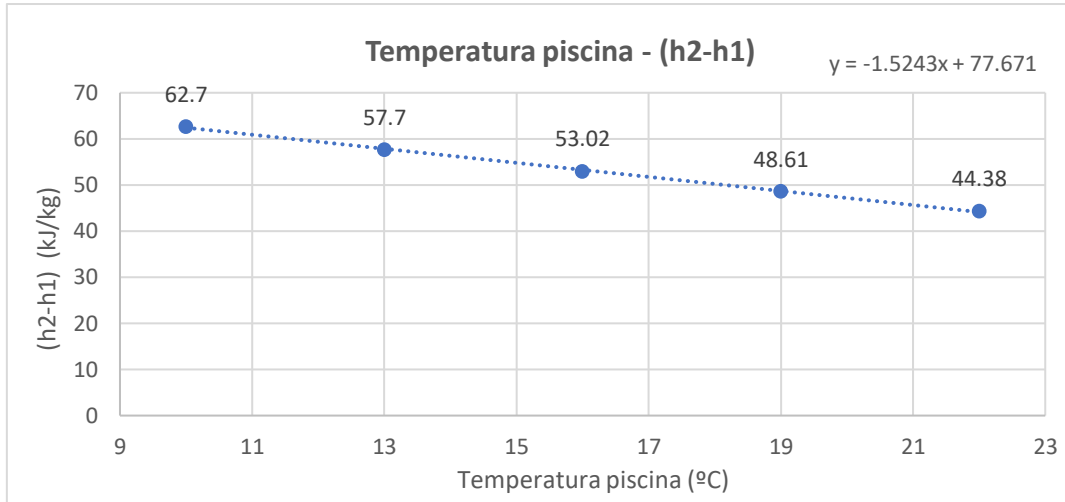


Fig. 27. Gráfica variación de (h_2-h_1) respecto a la temperatura de la piscina.

Por lo tanto, se puede expresar el valor de \dot{W}_C como función de la temperatura de la piscina y de la temperatura exterior (debido a la dependencia de Q_t de esta última):

$$\dot{W}_C = \dot{m}_r \cdot (h_2 - h_1) = \frac{Q_t}{h_2 - h_3} \cdot (h_2 - h_1) \quad (28)$$

$$\dot{W}_C = \frac{0,42863 \cdot (21 - T_{ext})}{(-1,3817 \cdot T_p + 597,83) - 269,14} \cdot (-1,5243 \cdot T_p + 77,671) \quad (29)$$

Con (20), se obtiene el valor de \dot{W}_C para los cinco valores de T_p . Para cada uno de estos casos, se dan las temperaturas exteriores medias de tres días representativos. Éstos son los representados también en la gráfica de la Fig.20: el 20 de febrero, el 11 de enero y el 21 de marzo, cuyas temperaturas medias son 4,844°C, -1,412°C y 13,074°C respectivamente.

A la ecuación inicial de la potencia del compresor (16) se le añaden los rendimientos eléctrico y mecánico, con valores de 0,8 y 0,9 respectivamente:

$$\dot{W}_C \text{ real} = \frac{\dot{W}_C}{\eta_{mec} \cdot \eta_{elect}} \quad (30)$$

Además, se añade un 10% por el consumo de componentes auxiliares, por posibles elementos del ciclo que necesiten también absorber potencia. El valor final por lo tanto quedaría como:

$$\dot{W}_C \text{ total} = \dot{W}_C \text{ real} + 0,1 \cdot \dot{W}_C \text{ real} \quad (31)$$

Los valores obtenidos se recopilan en la Tabla 24:

Temperatura piscina (°C)	Text (°C)	Wc (kW)	Wc con η (kW)	Wc + Aux (kW)
10	4,844	1,373	1,907	2,098
	-1,412	1,905	2,645	2,910
	13,074	0,674	0,936	1,029
13	4,844	1,289	1,791	1,970
	-1,412	1,789	2,484	2,733
	13,074	0,633	0,879	0,966
16	4,844	1,204	1,672	1,839
	-1,412	1,670	2,319	2,551
	13,074	0,590	0,820	0,902
19	4,844	1,115	1,549	1,704
	-1,412	1,547	2,149	2,364
	13,074	0,547	0,760	0,836
22	4,844	1,025	1,423	1,565
	-1,412	1,421	1,974	2,172
	13,074	0,503	0,698	0,768

Tabla 24. Valores de Wc en función de las temperaturas.

Y con el valor definitivo de la potencia total absorbida, se realiza la gráfica de su variación con respecto a la temperatura de la piscina para tres valores de temperatura exterior:

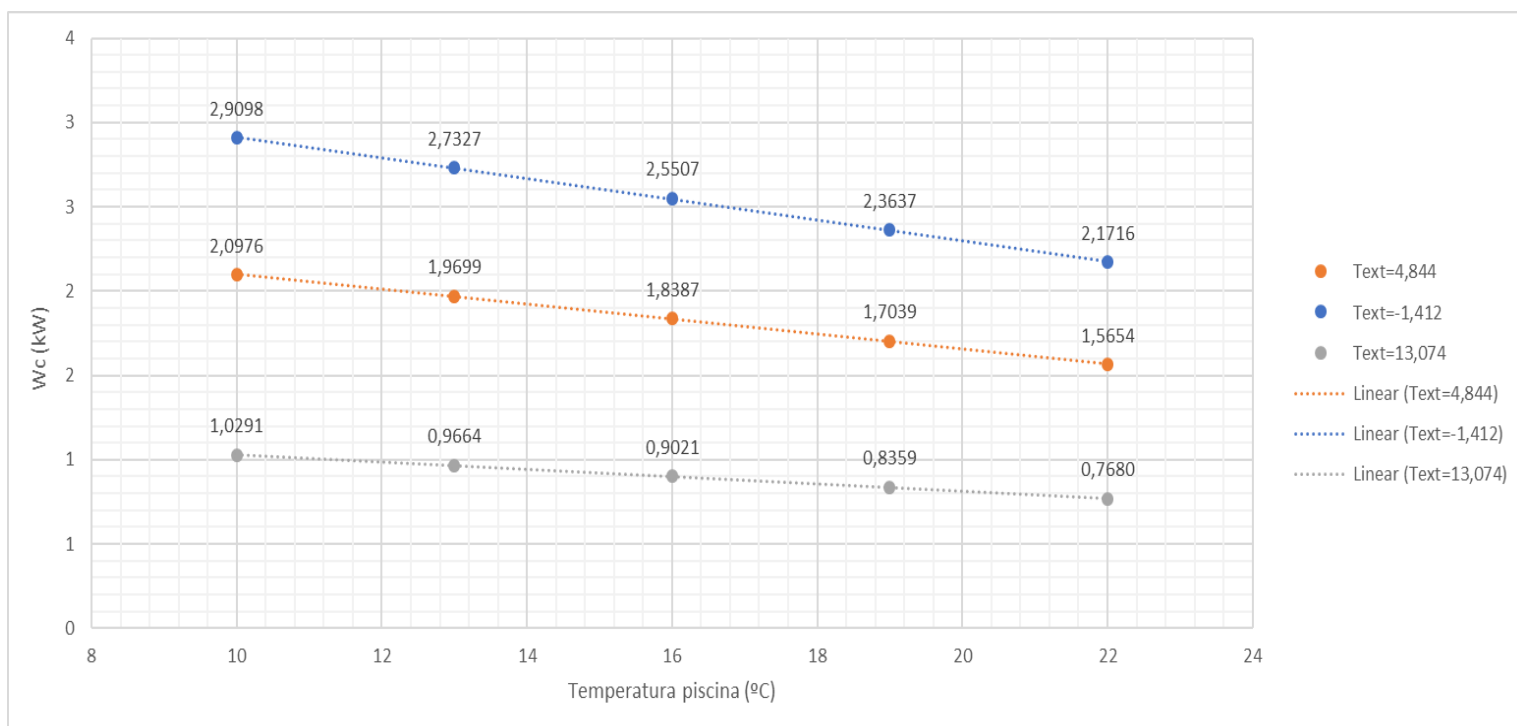


Fig. 28. Gráfica variación de Wc para tres casos de estudio.

Se concluye por lo tanto que la potencia requerida por parte del compresor puede llegar a alcanzar valores máximos del orden de 3 kW.

Este valor obtenido se concreta una vez se obtengan los valores definitivos de temperaturas para el agua de la piscina, puesto que es función de la misma.

6. RESULTADOS

En este apartado se realizan los cálculos expuestos en los dos últimos subapartados (5.5 y 5.6).

Por un lado, se aplica la ecuación de obtención de la temperatura de la piscina (24) a diferentes situaciones, con la finalidad de ver en los resultados obtenidos el efecto de las distintas modificaciones que se realizan en el diseño del sistema. También se somete al sistema a diferentes condiciones climáticas para corroborar que cumple con las exigencias de carácter más estricto.

Además, se obtiene con exactitud el valor de la potencia requerida por el compresor, así como la consecuente energía consumida por el mismo.

Por otro lado, se define el coeficiente operativo del sistema.

6.1. Condiciones climáticas existentes

❖ Diseño de partida:

Se realiza una primera simulación con el número de colectores y las dimensiones de la piscina predeterminadas en el apartado anterior: una piscina de 3x3x20 metros, y 20 colectores solares en el tejado. El resultado de esta simulación es el desarrollo de temperaturas de la Fig.29.

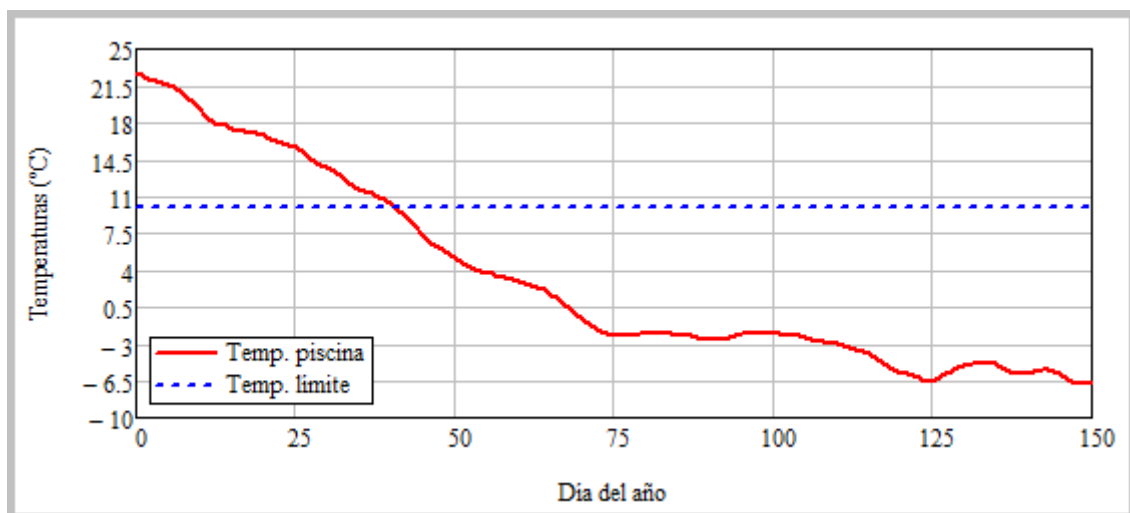


Fig. 29. Gráfica temperaturas de diseño de partida.

Con los resultados obtenidos para este diseño de partida se observa que a partir del día 40 se alcanza el límite mínimo de temperatura, y decrece conforme avanzan los días, por lo que se llega a la conclusión de que el sistema de captación es insuficiente.

❖ Segundo diseño:

Se decide por lo tanto añadir más colectores solares, y como el espacio en el techo de la vivienda está ocupado en su totalidad, se sitúa una fila de seis colectores en la fachada sur de la vivienda.

Tras esta modificación, son 26 los colectores que constituyen el sistema de captación y se realiza una simulación con esta nueva estructura:

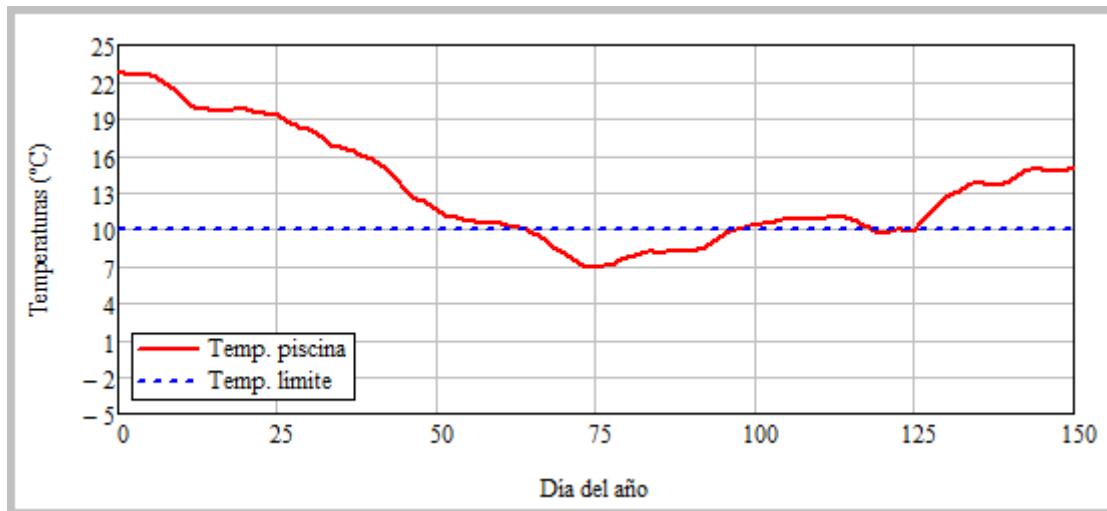


Fig. 30. Gráfica temperaturas del segundo diseño.

Los resultados obtenidos se representan en la gráfica anterior. En este caso el valor de la temperatura de la piscina se recupera y adquiere sentido creciente al final del invierno, pero supera en varias ocasiones el límite inferior, por lo que este diseño sigue sin poder considerarse como opción factible.

❖ Tercer diseño:

Se estudia por lo tanto una opción distinta de diseño, manteniendo el número de colectores solares y modificando las dimensiones de la piscina con la intención asegurar el correcto funcionamiento del sistema.

Las nuevas dimensiones de la piscina son: 3,5 metros de altura, 22 metros de longitud, y se mantienen los 3 metros de anchura.

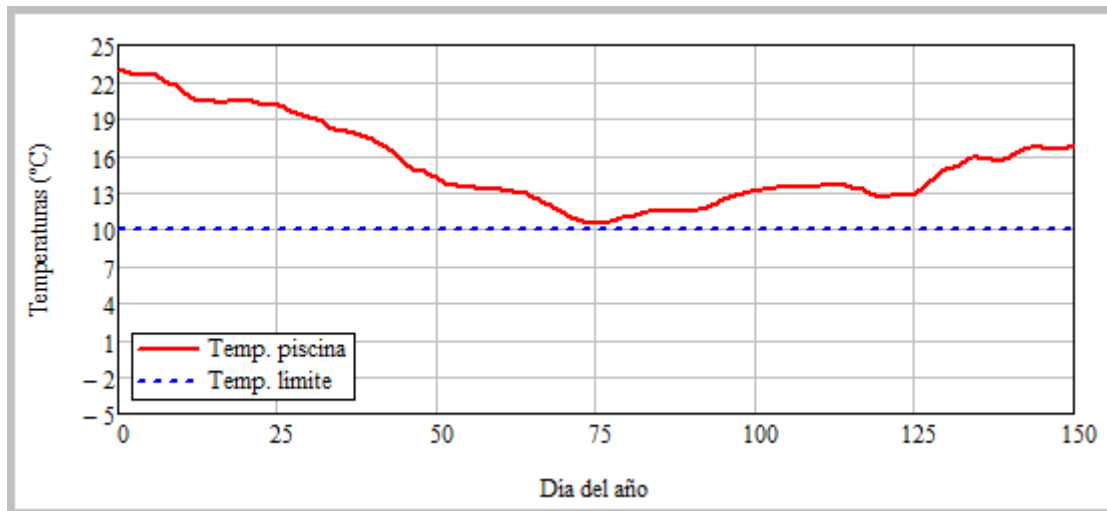


Fig. 31. Gráfica temperaturas de tercer diseño.

Esta gráfica representa el funcionamiento de un sistema resolutivo ya que la temperatura de la piscina se mantiene por encima de los 10°C en los 151 días considerados.

Sin embargo, a pesar de que este diseño puede considerarse suficiente, el margen de error es mínimo. En el día 75 la temperatura obtenida se aproxima al límite inferior con apenas décimas de diferencia (10,48°C), lo que podría suponer un problema para cualquier alteración de las condiciones climáticas. Se decide añadir un colector extra a la fila de la fachada sur para aumentar el margen con respecto al límite inferior.

De entre los tres diseños considerados hasta ahora, este último presenta un funcionamiento con más capacidad que los demás, por lo que se decide elegir este diseño para someterlo a unas condiciones climáticas distintas y estudiar su comportamiento.

6.2. Condiciones climáticas límite

A continuación, se somete al sistema a un régimen de funcionamiento con condiciones climáticas menos favorables con la intención de analizar su capacidad para solventarlas y asegurar la climatización de la vivienda en un abanico más amplio de situaciones que podrían darse a lo largo invierno.

Estos ensayos se realizan sobre el tercer diseño del sistema al tener más capacidad y contar con la máxima diferencia entre su mínima temperatura registrada y la temperatura mínima límite.

Para someter al sistema a condiciones climáticas límite, se decide alterar las condiciones para los días en los que se observan caídas relativas de la temperatura. Estos días se localizan tras el análisis de la última gráfica, y se agrupan en dos periodos: un mínimo relativo entre los días 118 y 120, y el mínimo absoluto entre los días 73 y 75.

❖ Primer ensayo:

Se realiza una primera simulación considerando un invierno en el que se mantienen las mismas temperaturas con la variante de que se dan tres días seguidos nublados. Durante estos días el sistema de captación recibe radiación nula, y estos días abarcan desde el 118 hasta el 120 (desde el 27 de febrero hasta el 1 de marzo).

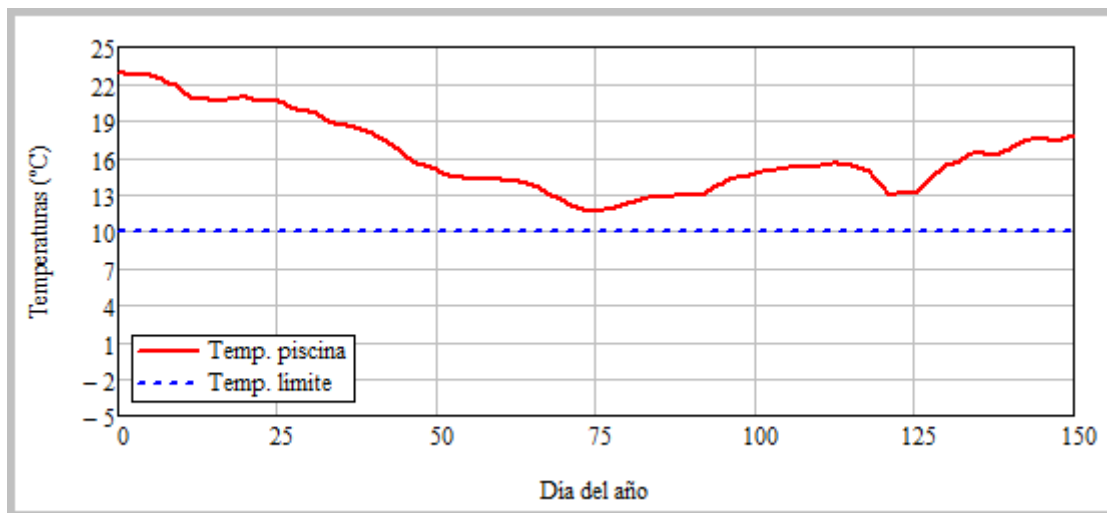


Fig. 32. Gráfica temperaturas de primer ensayo.

Tras realizar la simulación se comprueba que el sistema dispone de los recursos suficientes para afrontar estas condiciones, aunque adquiere temperaturas muy próximas a la temperatura límite, por lo que no cuenta con mucho margen de error.

❖ Segundo ensayo:

Tras los ajustados resultados del primer ensayo, se realiza una segunda simulación de forma análoga, aunque sometiendo al sistema a mayor severidad climática. En esta simulación se modifican los tres días sin radiación, y se sitúan entre el día 73 y el 75 (del 13 al 15 de enero), días para los que el valor de la temperatura de la piscina es mínimo.

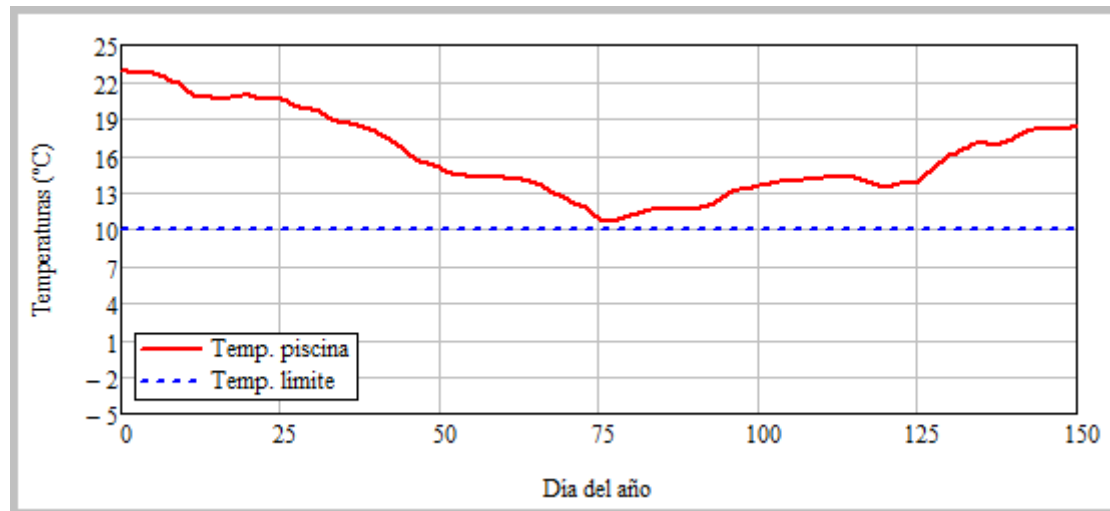


Fig. 33. Gráfica temperaturas de segundo ensayo.

Como se observa en la gráfica de la Fig.33, tras el ensayo el sistema mantiene la temperatura por encima de los 10°C y sigue contando con un margen de error pequeño, aunque suficiente.

6.3. Elección de modelo.

Con los resultados de los ensayos simulados previamente se decide elegir como modelo de diseño el tercero de los expuestos, modelo que asegura el correcto funcionamiento de la instalación de calefacción para un amplio rango de condiciones climatológicas a lo largo del invierno.

El diseño definitivo por lo tanto consta de 27 colectores solares, y una piscina de almacenamiento de 22 metros de longitud, 3,5 metros de altura y 3 metros de anchura. En la Fig.34 se representa el perfil de temperaturas seguido en el funcionamiento de este diseño final:

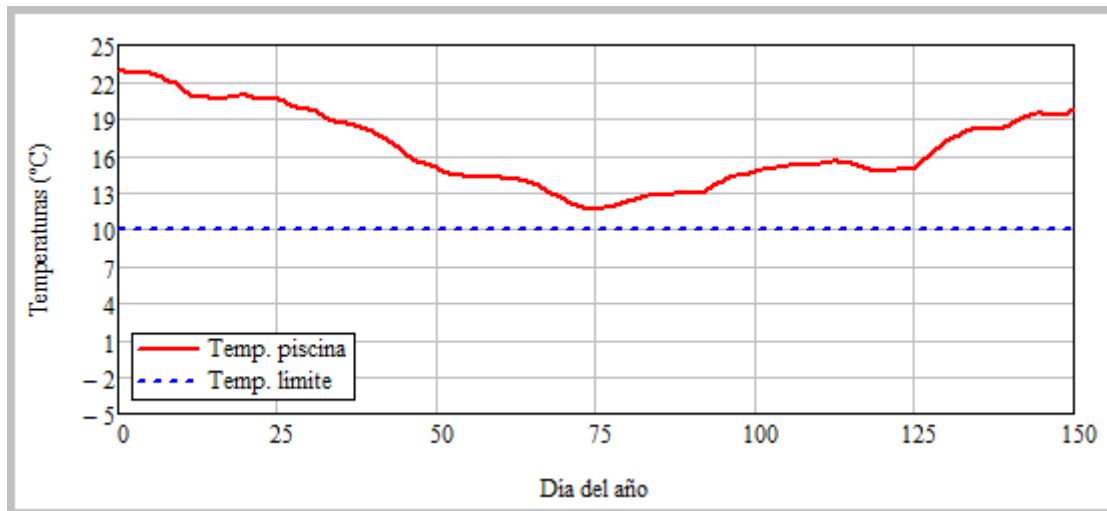


Fig. 34. Gráfica temperaturas del diseño final.

6.4. Máxima potencia del compresor.

Directamente relacionado con lo estudio desarrollado en el apartado de estudio de la potencia requerida por el compresor (5.6), en este apartado se procede al cálculo más exhaustivo y concreto de la máxima potencia requerida por el compresor.

Después de haber obtenido el desarrollo final de la temperatura del agua de la piscina (Fig.34), se puede aplicar la ecuación (15), sustituyendo los valores reales de temperatura exterior (144 datos diarios) y de la temperatura de la piscina para todos los días del invierno. De este modo, se obtiene gráficamente el desarrollo del trabajo del compresor o \dot{W}_C , adquiriendo varios valores para cada día conforme pasa el tiempo.

En la Fig.35 se representa el desarrollo de la potencia instantánea consumida por el compresor desde noviembre hasta marzo, y figuran como se puede observar todas las tomas de datos realizadas diariamente. Esta es la razón por la que el eje de abscisas de esta gráfica cuenta con 21740000 datos recogidos, donde cada grupo de 144 valores se corresponde con la toma de datos de un día natural.

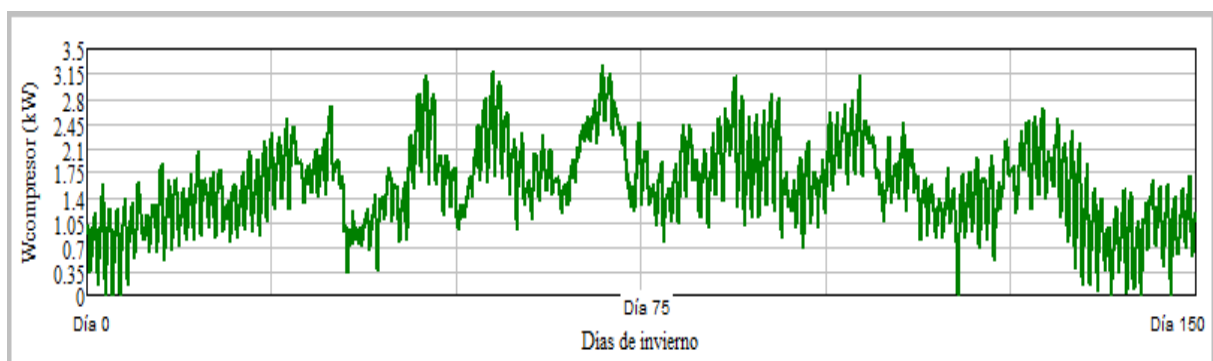


Fig. 35. Desarrollo de la potencia instantánea absorbida.

Como se observa en la Fig.35, la potencia máxima se alcanza en torno al ecuador de la estación, aunque existen varios máximos relativos a lo largo de los 151 días, y su valor es de 3,2 kW, lo que coincide con el estudio previo realizado.

6.5. Demanda eléctrica diaria del compresor.

En este capítulo se lleva a cabo el cálculo de la cantidad de energía consumida por el compresor en el ciclo primario utilizando como base el trabajo absorbido por el mismo.

Con los valores de potencia de la Fig.35 se obtiene la gráfica análoga de la energía consumida diaria (en kWh) en la Fig.36.

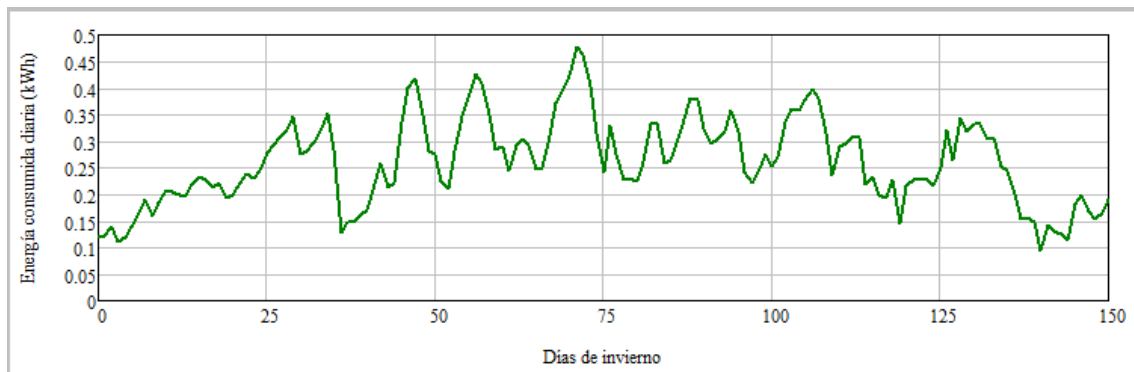


Fig. 36. Desarrollo de la demanda eléctrica diaria.

Para la obtención de la energía total consumida en los cinco meses, se realiza el sumatorio de los valores obtenidos, y se obtiene un valor de 5686 kWh como consumo total estacional.

Se han obtenido como valores característicos los correspondientes a los tres días representativos predefinidos en apartados anteriores. Los consumos totales diarios obtenidos para los mismos son: 68,9 kWh el 11 de enero, 42,5 kWh el 20 de febrero y 13,6 kWh el 21 de marzo.

6.6. Coeficiente de operación del sistema.

Además del consumo de electricidad por parte del compresor y de la potencia térmica del condensador (la cual coincide con la carga térmica de la vivienda), otro parámetro característico de la bomba de calor el cual relaciona estos dos últimos es el COP o coeficiente de operación.

Este coeficiente se calcula como el cociente entre ambos:

$$COP = \frac{Q_{condensador}}{W_c} \quad (32)$$

En esta ecuación se sustituye el consumo eléctrico por el valor máximo del mismo obtenido previamente, es decir 3,2 kW. Por otro lado, el valor de la potencia térmica del condensador se obtiene de la carga térmica obtenida para el caso estudiado, es decir, para la climatización simultánea de las dos alturas principales. Este valor se encuentra en la *Tabla 18* y tiene un valor de 10,6 kW.

Realizando el cociente se obtiene un valor para las condiciones más desfavorables del COP de 3,3. Esto significa, que por cada kW de potencia consumido por el compresor de la bomba, se logran 3,3 kW de potencia de calefacción.

Sin embargo, el valor de este parámetro varía conforme varían la potencia consumida por el compresor, y la carga térmica instantánea de la vivienda.

El valor del COP estacional o SCOP sería por lo tanto el cociente entre los valores estacionales de la demanda y del consumo del compresor: 19193,71 kWh y 5686 kWh respectivamente.

El valor del SCOP es por lo tanto de 3,38.

7. ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

En este apartado se lleva a cabo el cálculo del presupuesto total de la instalación, así como el análisis del impacto socio-económico de la implantación de la misma.

También se realiza un análisis comparativo del gasto estacional entre la instalación diseñada con bomba de calor y un hipotético diseño de la misma con una caldera de gas como sistema de calefacción.

7.1. Presupuesto.

Para la elaboración del presupuesto de este proyecto, se tienen en cuenta los componentes principales: colectores solares, suelo radiante y bomba agua-agua. Para la recopilación de datos, se ha acudido a los proveedores de cada uno de los componentes y se ha contado con su asistencia y participación para la elección y definición de los mismos.

- ❖ **Colectores solares:** se considera que se adquieren a través de la compañía Ecofener, tienda online que ofrece una amplia variedad de productos del sector energético. El precio unitario del colector solar es de 699€ con el IVA incluido, pero al adquirir un número elevado de productos se reduce el precio unitario a 639€.
- ❖ **Suelo radiante:** para el cálculo del precio de la instalación del suelo radiante en las cuatro alturas de la vivienda, se elabora un presupuesto orientativo con la descripción del sistema clásico de la empresa proveedora, Polytherm, que cuenta con los componentes principales de la instalación, especificados con detalle en la *Tabla 25*.

El valor de la longitud de tubos a adquirir se obtiene como el cociente entre la superficie construida a calefactar y la distancia entre los tubos (fijada en 8 cm). Por lo tanto, se obtienen un total de 2650 metros lineales de tubo.

Para el cálculo de metros de tira perimetral, se ha considerado de igual manera el perímetro de la superficie construida para las cuatro alturas de la vivienda.

- ❖ **Bomba agua-agua:** el fabricante seleccionado para la bomba de calor agua-agua es CLIVET y el equipo que se considera más adecuado para la instalación es el modelo WSHN-EE 41, con potencia térmica de 12 kW y cuyo precio unitario es 6900€. Este precio no incluye ni materiales necesarios ni mano de obra para la instalación.

Para la elección del modelo adecuado de bomba de calor agua-agua, se sigue como criterio el cumplimiento de la potencia nominal necesaria. Ésta se obtiene con el primer escenario de la *Tabla 18*, donde se ha calculado la carga térmica de la vivienda correspondiente a la climatización simultánea de las dos alturas

principales. El valor de la potencia nominal necesaria es, por lo tanto, 10,6 kW, luego se corrobora que el modelo escogido es adecuado y suficiente.

Todos los componentes mencionados se recogen en la *Tabla 25* y se suman los correspondientes gastos.

PRESUPUESTO						
ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	DENOMINACIÓN	EMBALAJE	PRECIO UNITARIO	UNIDADES	TOTAL
Colectores solares						
Colector Tubosol	Colector de tubos de vacío con 20 tubos.	Am_Tubosol, 3000-20R	1 unidad	639,00 €	27	17.253,00 €
Total						17.253,00 €
Suelo radiante						
Tubo	El número de metros lineales se calcula como el cociente entre la superficie a calefactar y la distancia entre tubos (8cm).	TUBO PEXb Ø16 X 1,8 EVOHFLEX Antidifusión	120 m	1,15 €	2650	3.047,50 €
Elemento Base	Sirve como elemento de fijación de tubos y aislamiento térmico según UNE 1264-4. Admite tubos de Ø16. Distancia mínima entre tubos: 8cm.	POL + 2045	Caja de cartón de 12 m ²	9,95 €	18	179,10 €
Termostato	Termostato electrónico con pantalla digital.	Termostato digital RTD	1 unidad	62,00 €	2	124,00 €
Distribuidor	Colector con válvulas para combinación de 2 ó 3 circuitos.	Distribuidor FBH16, 2/3 circuitos	1 unidad	150,00 €	4	600,00 €
Tira perimetral	Banda de espuma que elimina puentes térmicos y absorbe dilataciones.	Tira Perimetral	50 m	0,65 €	144	93,60 €
Total						4.044,20 €
Bomba agua-agua						
Bomba de calor	Unidad agua-agua bomba de calor WSHN-EE 41		1 unidad	6900,00 €	1	6900,00 €
Material adicional	Material complementario para la instalación de la bomba	Válvulas, termómetro...				400,00 €
Total						7.300,00 €
TOTAL						28.597,20 €

Tabla 25. Elaboración de presupuesto

El presupuesto total aproximado de este proyecto es por lo tanto de 28597,20 €.

7.2. Impacto socio-económico.

Se realiza el análisis del impacto de este proyecto aplicado a cada uno de los ámbitos expuestos: sociedad, medio ambiente y economía.

- ❖ **Impacto social:** el contacto directo que tienen las personas residentes en la vivienda de este proyecto con el sistema de calefacción es cómodo y flexible, puesto que permite libertad en la elección y modulación en las alturas a climatizar. También cuenta con la mejor sensación de confort posible, característica del suelo radiante y generada por la distribución de temperaturas obtenida. Este tipo de sistemas se popularizan cada vez más al generar experiencias positivas.
- ❖ **Impacto medioambiental:** la implantación de este sistema de calefacción conlleva un impacto positivo en el medioambiente y se analiza desde dos puntos de vista.

Por un lado, el sistema de este proyecto no conlleva emisiones contaminantes que provoquen la reducción de la capa de ozono, y el refrigerante R32 cuenta con un ODP (o potencial de reducción de la capa de ozono) de valor nulo.

Por otro lado, se realiza el análisis desde el punto de vista del efecto invernadero, y se diferencian dos tipos de efectos de las emisiones sobre el medio ambiente.

El efecto directo consiste en la emisión directa a la atmósfera de refrigerante, y está directamente relacionado con el GWP o potencial de calentamiento global del planeta, cuyo valor para el R32 es de 650 [29]. Esto significa que cada kilogramo de R32 liberado a la atmósfera equivaldría a liberar 650 kg de dióxido de carbono.

El efecto indirecto sin embargo es el generado por el dióxido de carbono emitido en el proceso de producción de energía eléctrica, y su magnitud se define con los porcentajes de dióxido desprendido en centrales convencionales con respecto al mix eléctrico español [30].

- ❖ **Impacto económico:** como era de esperar, y como se puede comprobar tras la elaboración del presupuesto, la implantación de este sistema de calefacción conlleva un gran desembolso cuya amortización se alcanzará tras un largo período de tiempo.

Este presupuesto obtenido es estudiado y analizado con la realización de comparativas con otros posibles diseños del sistema, y sin embargo, se deduce que es consecuencia del sistema de captación y no del tipo de bomba.

Se ha estudiado la viabilidad económica del proyecto con la sustitución de la bomba de calor agua-agua por una de aire-agua, con el consecuente cambio de la unidad terminal, introduciendo el aire en el interior mediante conductos y fancoils en lugar de suelo radiante. HITECSA puede ofrecer esta solución con el modelo de bomba WPHBA HE 251, cuyo precio es de 6.053,00 €.

Como se puede comprobar, la diferencia de precios entre las dos bombas es aproximadamente de 1000€, una cantidad muy pequeña si se compara con el presupuesto total de la instalación.

Otro posible punto de vista es el de la economía como ámbito más general y directamente relacionada con la sociedad: en este caso el impacto puede considerarse positivo al suprimir esos residuos que conllevan gastos posteriores

para tratarlos y eliminarlos. Además, la fuente de energía utilizada para la generación de calor (el sol) no tiene coste y es renovable.

7.3. Comparación del gasto estacional con una caldera.

En este apartado se compara el gasto estacional entre el sistema diseñado con la bomba de calor agua-agua y el sistema con una caldera de condensación para el sistema de calefacción.

El gasto de la bomba de calor viene dado por el precio unitario del kWh de energía eléctrica. El consumo eléctrico estacional son 5686 kWh, por lo tanto:

$$C_{bomba} = 5686 \text{ kWh} \cdot 0,1127930 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 641,34\text{€ /año}$$

Por otro lado, en el caso supuesto del uso de una caldera de condensación de gas natural, el gasto se define con el precio unitario por unidad de volumen del gas, pudiendo desprestigiar el gasto de consumo eléctrico en comparación con el de la bomba de calor.

Con el precio unitario del kWh de gas natural [32] y el poder calorífico del mismo, se obtiene el precio unitario de la unidad de volumen:

$$C_{m^3} = 11,98 \frac{\text{kWh}}{\text{Nm}^3} \cdot 0,0463 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 0,495 \text{ € /Nm}^3$$

Ese poder calorífico es el PCS (Poder Calorífico Superior) y su valor es invariable [31].

Con este coste obtenido, se procede al cálculo de la cantidad de gas necesaria para el correcto funcionamiento del sistema.

El valor de la energía emitida por la caldera es:

$$E = \eta \cdot \text{PCS} \cdot V \quad (33)$$

Donde η es el rendimiento al que se le da un valor aproximado de 0,9.

El valor de E se obtiene a partir de la demanda estacional de la vivienda, cuyo valor es de 19193,71 kWh, el PCS es el poder calorífico superior, y V el volumen requerido de gas natural. Despejando se obtiene este último valor:

$$V = 1780,16 \text{ Nm}^3$$

De esta forma se obtiene el gasto:

$$C_{caldera} = 1780,16 \text{ Nm}^3 \cdot 0,495 \frac{\text{€}}{\text{Nm}^3} = 881.18 \text{ € /año}$$

Tras la obtención de los costes anuales para ambos casos los resultados concluyen que el sistema más barato es el conformado por la bomba de calor.

Si se realiza la diferencia entre estos dos costes anuales calculados, se obtiene que la utilización del sistema con bomba de calor, implica un ahorro anual de 239,84 € respecto al sistema con caldera.

A pesar de esta diferencia, el ahorro es de un orden bastante más pequeño que el presupuesto expuesto en la *Tabla 25*, lo que a efectos prácticos se puede traducir en un difícil y lento proceso de recuperación de la inversión.

8. CONCLUSIONES Y TRABAJO FUTURO

En el proyecto se ha conseguido hacer un dimensionamiento del sistema, capaz de afrontar y resolver las necesidades que en un principio se planteaban. Una vivienda de 265 m² construidos se puede climatizar con una bomba de calor agua-agua (12000 W) con 50,22 m² de colectores conformando el subsistema de captación y una piscina de dimensiones 22x3,5x3 m³. Según las condiciones de trabajo más desfavorables, la temperatura mínima alcanzada por el agua de la piscina es 11,6°C, y se puede confirmar por lo tanto que se ha obtenido de forma correcta un posible diseño de calefacción con apoyo solar.

Se ha de tener presente que este tipo de sistemas no se instalan actualmente en las viviendas. A pesar de que el sistema es resolutivo, existe mucho margen de mejora en lo que a presupuesto se refiere. Es un sistema de alto coste inicial, con un número de colectores excesivo y unas dimensiones de la piscina inusuales, si consideramos que es una vivienda unifamiliar.

Una posible mejora de la instalación consiste en utilizar salmuera en la piscina. Al introducir cierta concentración de sal, la temperatura de congelación disminuiría significativamente, permitiendo disminuir también el valor de temperatura mínima límite de trabajo de la máquina, lo que conllevaría poder reducir las dimensiones de la piscina y reducir el número de colectores solares necesarios en la instalación.

Otra consideración de trabajo futuro es la de incluir en la vivienda una chimenea de leña. Esta incorporación sería un apoyo al sistema de calefacción de la vivienda. Además, se podría considerar la posibilidad de que, además de calentar el habitáculo, pudiera calentar el agua de la piscina.

9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] CSIC. «CTE» Ministerio de Fomento, Gobierno de España, 2013. [En línea]. Disponible en: <https://www.codigotecnico.org/> [Accedido: 10-11-2018].
- [2] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. «RITE» IDAE. Ministerio para la Transición Ecológica, Gobierno de España, 2007. [En línea]. Disponible en: <https://www.idae.es/> [Accedido: 10-11-2018].
- [3] Autopromotores. «Paneles solares para viviendas unifamiliares, inclinación y rendimiento». [En línea]. Disponible en: <https://www.autopromotores.com/construccion/paneles-solares-inclinacion-rendimiento/> [Accedido: 4-12-2018].
- [4] Hidroterm. «Tema 7 - Intercambiadores de Calor». [En línea]. Disponible en: <http://www.hidroterm.com.ve/documentacion/intercambiadoresdecalor.pdf> [Accedido: 22-11-2018].
- [5] Scalofrios. «Sistemas de Climatización - Scalofrios» 2004. [En línea]. Disponible en: <http://www.scalofrios.es/Climatizacion/pag/Sistemas%20de%20Climatizacion.pdf> [Accedido: 22-11-2018].
- [6] Universidad Carlos III de Madrid. «Asignatura de Instalaciones Térmicas» del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales. Madrid, Curso 2017/2018.
- [7] CIAT GROUP. «Fenercom - Sistemas de Climatización». [En línea]. Disponible en: <https://www.fenercom.com/pages/pdf/informacion/formacion/Sistemas-de-Climatizacion.pdf> [Accedido: 26-11-2018].
- [8] GESTER. «Sistema de calefacción por suelo radiante». [En línea]. Disponible en: <http://www.gtgester.com/sistema-calefaccion-suelo-radiante/>. [Accedido: 26-11-2018].
- [9] C. G. Pons. «Construction21». [En línea]. Disponible en: https://www.construction21.org/espana/community/mod/groups/topicposts.php?topic=1707&group_guid=1148. [Accedido: 20-12-2018].
- [10] ALB Sistemas. Manual Técnico «Sistema de Climatización Radiante». Difutec, 1/2017.
- [11] Colegio Oficial de Aparejadores, Arquitectos Técnicos e Ingenieros de Edificación en Madrid. «AparejadoresMadrid» 19 Noviembre 2009. [En línea]. Disponible en: http://www.aparejadoresmadrid.es/archivos/jornadaes/51/las_instalaciones_radiantes_por_suelo_y_techo.pdf. [Accedido: 18-12-2018].
- [12] Salvador Escoda SA. Manual Técnico «Energía Solar Térmica».
- [13] Universidad Carlos III de Madrid. «Asignatura de Energías Renovables» del Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales. Madrid, Curso 2017/2018.
- [14] Julio Martínez Naya S.A. «Colector Solar Térmico de Tubo de Vacío y Tecnología Heat-Pipe». [En línea]. Disponible en: http://www.juliomartineznaya.com/wp-content/uploads/colectores_solares_tubos_de_vacio_heat_pipe.pdf. [Accedido: 30-11-2018].

- [15] Google Maps, Google. [En línea]. Disponible en: <https://www.google.com/maps/@40.4086518,-3.743976,11z> [Accedido: 09-11-2018].
- [16] «Via Michelin». [En línea]. Disponible en: https://www.viamichelin.es/web/Mapas-Planos/Mapa_Plano-Leganés-Madrid-España [Accedido: 09-11-2018].
- [17] CE3X. «CERTICALIA». [En línea]. Disponible en: <https://www.certicalia.com/blog/ce3x-cambios-version-21>. [Accedido: 20-12-2018].
- [18] *DB HE – Ahorro de Energía*, CTE. 2015.
- [19] Universidad Politécnica de Madrid. “Frío y Climatización – Cargas térmicas”. Asignatura: Tecnología Energética, Curso 2018-2019.
- [20] *RITE*. 2013
- [21] AEN. «Normalización Española». Marzo 2001.
- [22] J. A. A. Quintana. «Transmitancia térmica en cerramientos de fachada-envolvente». [En línea]. Disponible en: <https://certificadodeeficienciaenergetica.com/articulo/transmitancia-termica-cerramientos-fachada-envolvente>. [Accedido: 13-01-2019].
- [23] M. Izquierdo, A. Moreno-Rodríguez, A. González-Gil, N. García-Hernando, “Air conditioning in the region of Madrid, Spain: An approach to electricity consumption, economics and CO2 emissions”, *Energy*, Volume 36, Issue 3, March 2011, Pages 1630-1639. [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0360544210007747> [Accedido: 19-02-2019].
- [24] ADRASE. «Acceso a Datos de Radiación Solar en España». [En línea]. Disponible en: http://www.adrase.com/adrasemaps/php/monthly_popup.php?lat=40.33&lon=-3.76&var_tipe=0 [Accedido: 01-03-2019].
- [25] Grupo 2M: «Colector Solar 2M-Tubosol: Ficha Técnica».
- [26] «Energías Renovables. Instalaciones Electrotécnicas y Automáticas. IES Consaburum». [En línea]. Disponible en: <https://renovablesconsaburum.files.wordpress.com/2015/12/tablas-factor-correccion-k.pdf> [Accedido: 05-03-2019].
- [27] SueloSolar: «Rendimiento de los colectores solares térmicos». [En línea]. Disponible en: https://suelosolar.com/guiasolares/acs/rendimiento_colectores.asp [Accedido: 28-03-2019].
- [28] R. González González. “Sistema de energía solar fotovoltaica aislado para alimentación de estaciones de comunicaciones aisladas”. Trabajo de Fin de Grado, Dpto de Ingeniería Eléctrica. Universidad Carlos III de Madrid. Madrid, España, 2013. [En línea]. Disponible en: https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/19245/TFG_GONZALEZ_GONZALEZ_ROD_RIGO.pdf [Accedido: 13-04-2019].
- [29] CLIMAJU. «Tabla de refrigerantes». [En línea]. Disponible en: <http://climaju.com/docs/refrigerantes.pdf> [Accedido: 27-05-2019].
- [30] CHEMOURS. «TEWI” y el impacto de los fluidos refrigerantes en la atmósfera». [En línea]. Disponible en:

https://www.chemours.com/Refrigerants/es_MX/news_events/noticias_refrescantes/edicion_12/impacto_refrigerantes.html [Accedido: 27-05-2019].

[31] Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía. «Guía Técnica. Diseño de centrales de calor eficientes». [En línea]. Disponible en:

https://www.idae.es/uploads/documentos/documentos_11_Guia_tecnica_de_diseno_de_centrales_de_calor_eficientes_e53f312e.pdf [Accedido: 14-06-2019].

[32] Preciogas. «Precio del kWh gas natural 2019». [En línea]. Disponible en:

<https://preciogas.com/faq/precio-metro-cubico-gas-natural> [Accedido: 14-06-2019].

ANEXO A: Ficha técnica colectores solares

FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ La tecnología del tubo de calor “Heat Pipe”

En este tipo de colectores el intercambio de calor se realiza mediante la utilización de un tubo de calor, su morfología y modo de funcionamiento son:

Consiste en dos tubos concéntricos de borosilicato endurecido, entre los cuales se ha hecho el vacío, sobre la superficie exterior del tubo interno, lleva la capa absorbente altamente selectiva que atrapa la radiación incidente dejando escapar solamente un 5% de pérdidas, gracias al excelente aislamiento que le proporciona el vacío, independiente de la climatología exterior, transfiriendo este calor al tubo de calor que se encuentra en su interior, dentro de ese tubo de cobre se encuentra el fluido vaporizante (mezcla de alcohol y agua destilada), cuando se calienta este se evapora absorbiendo el calor latente de vaporización. Este vapor se desplaza hasta alcanzar la parte del tubo que se encuentra a menor temperatura, produciéndose allí su condensación y la consiguiente liberación del calor latente asociado a este cambio de estado. El líquido retorna debido a la acción de la gravedad y el ciclo de evaporación-condensación se repite.

A los tubos de calor se les suele llamar los “superconductores” del calor, ya que cuentan con una capacidad calorífica muy baja y una conductividad excepcional (miles de veces superior a la del mejor conductor sólido del mismo tamaño). Su uso es muy extendido y se pueden encontrar tubos de calor en procesos industriales, ordenadores de bolsillo, vehículos espaciales, etc.

Entre las características principales de los colectores de vacío con tubo de calor, cabe destacar las siguientes:

1-Sistema indirecto: El intercambio de calor se realiza, sin contacto directo entre el fluido caloportador y el agua de consumo, lo que los hace particularmente adecuados en áreas con condiciones desfavorables del agua.

2- Función diodo: La transferencia de calor se realiza siempre en un solo sentido, desde el absorbedor hacia el fluido caloportador, y nunca al revés.

3- Limitación de temperatura: El ciclo de evaporación-condensación tiene lugar mientras no se alcance la temperatura crítica del fluido vaporizante, evitando así los riesgos de un aumento incontrolado de la temperatura en el interior de los tubos.

Estas características eliminan la necesidad de utilizar complejas unidades de control en el sistema y quedando así garantizada la seguridad del mismo.

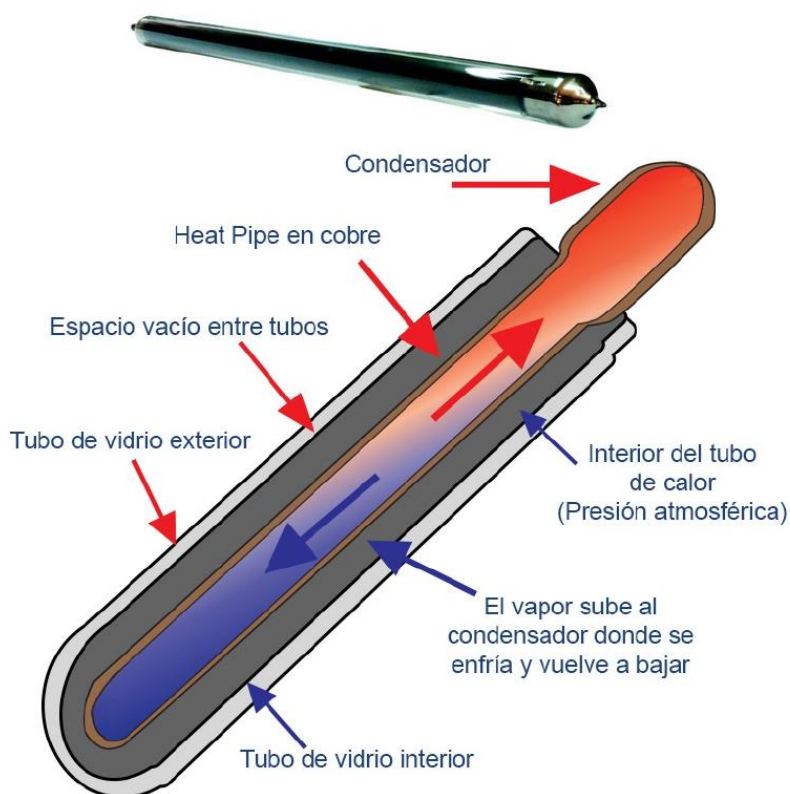
Los captadores térmicos de 2M tienen los siguientes sellos de calidad:



FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ Datos técnicos de los tubos de vacío "heat pipe"

Longitud (mm)	1800
Diámetro tubo exterior (mm)	58
Diámetro tubo interior (mm)	48
Peso (Kg)	1.53
Grosor del cristal (mm)	1,6
Dilatación térmica (mm)	3.3×10^{-6} K
Material	Vidrio de Borosilicato 3.3
Recubrimiento absorbente	AL- N / AL
Absorción	>92% (AM 1.5)
Pérdida	< 8 % W (80°C)
Presión de vacío	$P < 5 \times 10^{-3}$ Pa
Temperatura de estancamiento	>200°C
Presión máxima de trabajo	10 bar



FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ Curvas de eficiencia

Los captadores, como cualquier máquina, tienen un rendimiento, que relaciona energía recibida con energía devuelta, siempre menor que la recibida al descontar pérdidas en el proceso de transformación.

Un modelo matemático que se utiliza habitualmente es el descrito en la norma EN12975, y que describe la curva característica del rendimiento de un captador:

$$\eta(x) = \eta_0 - a_1 \cdot (x) - a_2 \cdot G \cdot (x)^2 \quad [X = (T_n - T_a)/G]$$

La magnitud η_0 representa el rendimiento del captador cuando la diferencia entre la temperatura media del fluido (T_m) y la temperatura ambiente (T_a) sea nula, es decir, el captador se halle a temperatura ambiente. Este término se suele denominar rendimiento óptico del captador, no confundiéndolo con el factor óptico, que es el producto $\tau\alpha$. Las pérdidas térmicas del captador se describen por medio de los dos coeficientes de pérdidas térmicas (a_1 y a_2). El término a_1 define una variación lineal, mientras que a_2 denota una variación cuadrática de las pérdidas térmicas. Se trata de una aproximación al modelo físico real: cuanto mayor sean estos coeficientes, menor será el rendimiento, sobre todo a altas temperaturas.

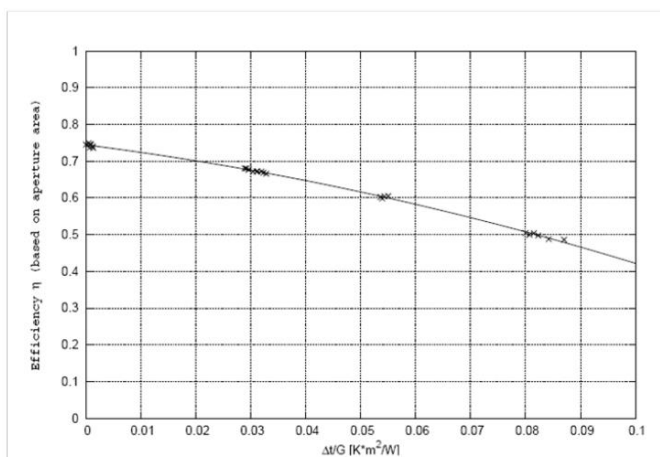
Los colectores solares térmicos de Grupo 2M son acreditados por los laboratorios del SPF (Instituto para la técnica solar) y se caracterizan además por tener la curva de rendimiento muy alta según los estándares Europeos.

Las 3 variables que representan las prestaciones de los colectores son (según el documento nº C762 del SPF):

Rendimiento óptico del captador: $\eta_0 = 0,734$ (0,850 Por área de Absorción)

Coefficiente lineal de pérdidas térmicas: $a_1 = 1.529$ (1,771 Por área de Absorción)W/(m²K)

Coefficiente cuadrático de pérdidas térmicas: $a_2 = 0,0166$ (0,0192 Por área de Absorción)W/(m²K²)



FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ Factor de ángulo

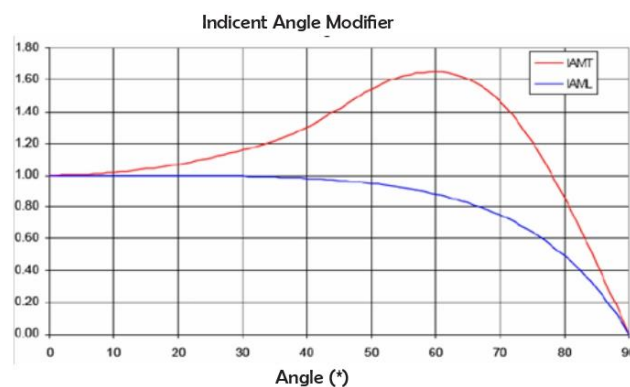
El sol no siempre se encuentra en un plano vertical hacia el colector; el ángulo cambia durante el día y en diferentes épocas del año. Así cambia también la capacidad de transmisión de la cubierta del colector.

Los paneles de tubo de vacío, por ser cilíndricos, reciben la radiación perpendicular durante muchas más horas a lo largo del día de manera que incrementan la energía generada del orden de un 20% sobre la que generaría un captador de absorbedor plano que tuviera la misma curva de rendimiento y área útil.

Como norma general, la curva de rendimiento que se da para todo los captadores es con la radiación incidente en perpendicular, que en realidad solo ocurre en las horas centrales del día y por tanto no es del todo fiable. El parámetro IAM (modificador del ángulo de incidencia) es el que mide como cambia la capacidad de captación del captador con el ángulo con que incide la radiación y hay que multiplicarlo con los coeficientes de ganancia para obtener un valor más realista del rendimiento de los paneles.

IAM es un valor numérico y alcanza su máximo (IAM = 1) cuando el colector es perpendicular a los rayos del sol y por tanto está recibiendo la radiación máxima.

Los colectores experimentarán los niveles de radiación disminuidos (IAM < 1) por la mañana y por la tarde cuando el sol no es perpendicular a la superficie del captador solar.



Como se puede ver en el gráfico arriba, el colector TUBOSOL de Grupo 2M tiene una curva que es completamente diferente a los otros colectores planos convencionales (FP) e incluso los paneles con reflectores. Esto es debido al área cilíndrica de los tubos, que continúan absorbiendo los rayos del sol a lo largo del día.

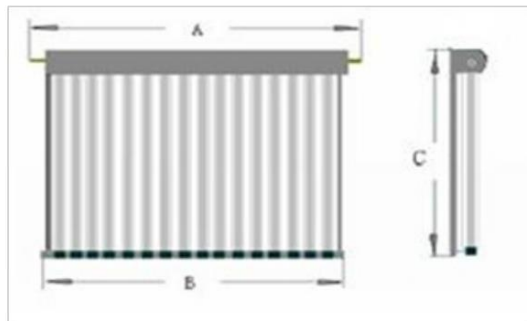
En un ángulo de 40°-50° no hay pérdida de luz y ningún solapamiento entre los tubos.

Esto es ideal ya que demuestra que durante este periodo (primeras horas de la mañana y mediados de la tarde) los mínimos niveles solares son aprovechados al máximo por los paneles TUBOSOL.

Por otro lado, en una placa plana, el valor de IAM caerá por debajo de 1 mientras que el ángulo de radiación aumentará (primeras horas de la mañana y mediados de la tarde) de tal forma que la eficacia de conversión solar ocurrirá solamente durante el mediodía.

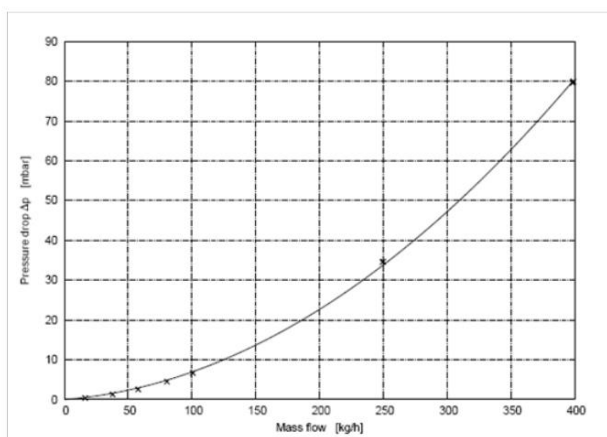
FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ Instalaciones y referencias



Modelo	Nº de tubos	Altura/ Diámetro de tubos de vacío (mm)	Área absorbente (M2)	Área de apertura (M2)	Área total	Peso (kg)	A (mm)	B (mm)	C (mm)
2M_Tubosol 3000-15R	15	1800/58	1206	1395	2563	54,8	1308	1170	2010
2M_Tubosol 3000-20R	20	1800/58	1607	1860	3377	73	1698	1560	2010

▲ Curvas de carga y pérdida de presión



$$p = 0.0251825 * x + 0.000440452 * x^2 \quad (X=Kg/h)$$

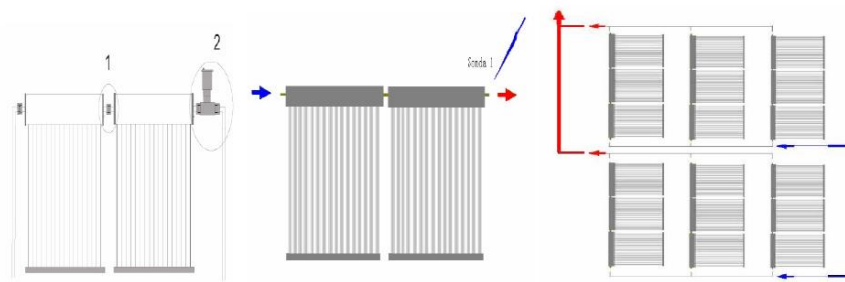
FICHA TÉCNICA TUBOSOL

▲ Condiciones

Máxima presión del líquido	1000 KPa
Presión líquido recomendada	600 KPa
Temperatura máxima funcional	95°C
Temperatura estancamiento	200.3 °C
Inclinación recomendada	15 °- 75°
Caudal recomendado	20 -30 l/m2h
Instalaciones en serie	Se pondrán colocar un máximo de 200 tubos en serie (Ejemplo: 10X2M-Tubosol de 20 tubos)

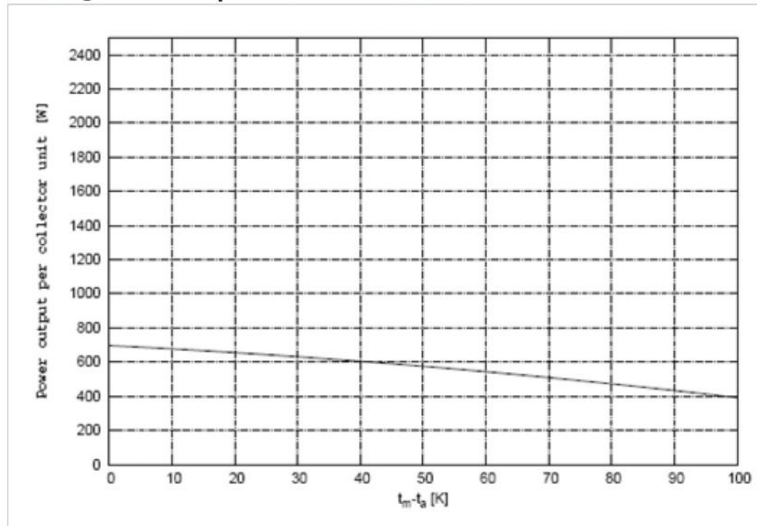
Para las instalaciones en paralelo, el caudal total recomendado se calculará multiplicando el caudal recomendado en serie por el número de grupos en paralelo. Para conocer el diámetro de las tuberías en los grupos en paralelo, es necesario consultar el ÁBACO DE CÁLCULO PARA TUBERÍA LISA.

▲ Esquema de conexiones



FICHA TÉCNICA TUBOSOL

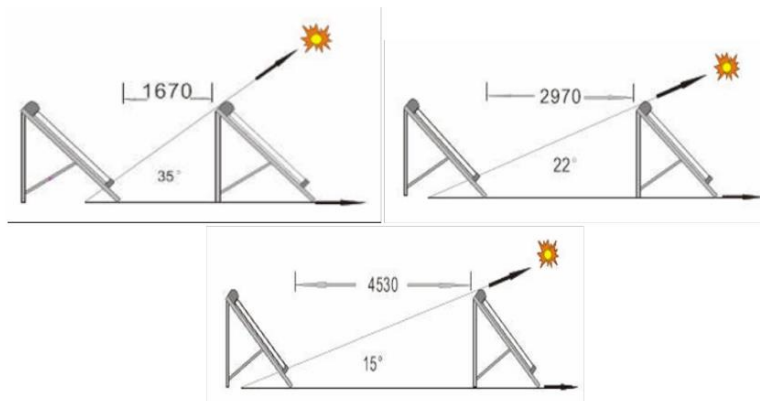
▲ Potencia generada por cada 10 tubos de vacío.



$t_m - t_a$ [K]	400 [W/m ²]	700 [W/m ²]	1000 [W/m ²]
10	259	465	671
30	218	424	630
50	164	371	577

* Ejemplo: Para un Captador de 20 tubos hay que multiplicar el valor 671 W/m² por 2

▲ Distancia recomendada entre los paneles



ANEXO B: Ficha técnica bomba de calor

WSHN-EE**17÷121**

Bomba de calor reversible
Condensada por agua
Instalación interior
Potencias de 6 a 33 kW

HYDRONIC

**ELFOEnergy Ground**

Calentar o enfriar utilizando cómo recurso el suelo o el agua presente en el subsuelo supone ventajas considerables para el ahorro energético. La gama **ELFOEnergy Ground** ha sido concebida para poder ser utilizada en instalaciones geotérmicas con circuito cerrado o abierto, manteniendo todas las características principales de la gama condensada por aire: **eficiencia, autoadaptatividad y máximo silencio.**

- ▶ Apta para instalaciones con unidades terminales o paneles radiantes o radiadores
- ▶ Calentar y enfriar utilizando el calor del terreno (geotermia) o del agua
- ▶ Flexibilidad de funcionamiento: agua/agua o agua glicolada/agua

**funciones y características**

Bombas de calor



Condensada por agua



Instalación interior



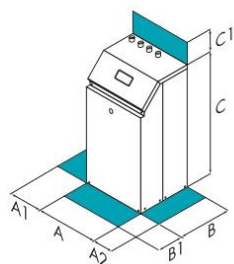
R-410A



Hermetic Scroll

ELFOControl[®]

Vary Flow

dimensiones y espacios funcionales

Tamaños - WSHN-EE	17	21	31	41	51	61	71	81	91	101	121
A - Longitud	mm 402	402	402	402	402	573	573	573	573	573	573
B - Profundidad	mm 602	602	602	602	602	604	604	604	604	604	604
C - Altura	mm 785	785	785	785	785	858	858	858	858	858	858
A1	mm 150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
A2	mm 150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150
B1	mm 600	600	600	600	600	600	600	600	600	600	600
C1	mm 300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
Peso en funcionamiento	kg 81	83	86	90	98	115	129	147	163	164	170

Los datos detallados anteriormente se refieren a la unidad estándar para las configuraciones de fabricación indicadas. Para todas las demás configuraciones consulte el Boletín técnico específico.

¡ATENCIÓN! Para un buen funcionamiento de la unidad es fundamental que se mantengan las distancias de protección indicadas por las áreas verdes.

versiones y configuraciones

BAJA TEMPERATURA:

- ▶ - Baja temperatura: no requerida (Estándar)
- ▶ B Baja temperatura agua
- ▶ BS Baja temperatura agua lado fuente

VOLTAJE:

- ▶ 400TN Alimentación 400/3/50+N
- ▶ 230M Alimentación 230/1/50 (tamaños 17÷51)

GRUPO HIDRÓNICO LADO ORIGEN:

- ▶ - Grupo hidráulico lado de la fuente: no solicitado (17÷91, Estándar)
- ▶ HYGS Grupo hidráulico lado de la fuente (tamaños 17÷91)

datos técnicos

Tamaños - WSHN-EE		17	21	31	41	51	61	71	81	91	101	121
Unidad para paneles radiantes												
W10/W35												
▶ Potencia térmica	kW	6,95	7,49	9,50	12,0	16,0	19,5	24,7	26,7	30,8	36,2	41,2
Potencia absorbida total	kW	1,35	1,47	1,83	2,34	3,10	3,83	4,81	5,21	6,04	7,09	8,01
COP (EN 14511:2013)	-	5,15	5,10	5,19	5,11	5,16	5,10	5,13	5,12	5,10	5,11	5,14
W35/W18												
▶ Potencia frigorífica	kW	8,37	9,05	10,8	14,0	17,8	22,1	27,1	29,8	33,8	38,1	42,8
Potencia absorbida total	kW	1,51	1,70	2,01	2,49	3,32	4,30	5,28	5,65	6,46	7,46	8,39
EER (EN 14511:2013)	-	5,52	5,32	5,37	5,64	5,35	5,14	5,13	5,27	5,22	5,11	5,10
Unidades terminales												
W10/W45												
▶ Potencia térmica	kW	6,68	7,27	8,83	11,5	15,6	18,9	23,6	25,1	29,3	34,2	38,7
Potencia absorbida total	kW	1,59	1,73	2,43	3,01	3,96	4,82	5,94	6,62	7,46	8,85	9,76
COP (EN 14511:2013)	-	4,19	4,19	3,63	3,81	3,94	3,92	3,97	3,79	3,93	3,87	3,97
W35/W7												
▶ Potencia frigorífica	kW	6,23	6,57	8,05	10,8	13,2	16,3	20,7	22,3	25,8	29,5	33,1
Potencia absorbida total	kW	1,54	1,67	2,04	2,47	3,37	4,21	5,09	5,23	6,25	7,39	8,15
EER (EN 14511:2013)	-	4,04	3,93	3,95	4,39	3,93	3,87	4,07	4,27	4,13	4,00	4,06
SEER	(2) -	2,35	2,41	2,69	3,01	3,16	3,17	3,55	3,70	3,69	3,66	3,50
Radiadores												
W10/W55												
▶ Potencia térmica	kW	6,36	7,07	8,57	10,9	14,8	17,4	22,3	23,6	27,9	31,9	36,7
Potencia absorbida total	kW	2,06	2,15	3,23	3,82	5,03	6,11	7,47	8,35	9,05	11,0	11,8
COP (EN 14511:2013)	-	3,09	3,29	2,66	2,85	2,94	2,85	2,99	2,83	3,08	2,91	3,11
Caudal agua (Lado Uso)	(1) l/s	0,29	0,31	0,38	0,51	0,63	0,77	0,96	1,06	1,22	1,39	1,56
Preponderancia útil de la bomba	(1) kPa	58	58	56	47	39	62	54	50	44	155	132
Caudal agua (Lado Alimentación)	(1) l/s	0,35	0,38	0,46	0,61	0,78	0,95	1,18	1,28	1,50	1,71	1,91
Alimentación estándar	V	230/1/50					400/3/50+N					
Nivel de Presión Sonora (1 m)	dB(A)	43	43	44	44	45	46	49	50	51	52	53
Directiva ErP (Energy Related Products)												
ErP Clase de eficiencia energética - Clima MEDIO - W35	-	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++	A+++
ErP Clase de eficiencia energética - Clima MEDIO - W55	-	A+++	A+++	A++	A++	A+++	A+++	A+++	A++	A+++	A++	A+++
SCOP - Clima MEDIO - W35	(2) -	5,66	5,77	6,01	6,04	5,93	5,92	5,86	5,80	5,45	6,28	6,09
SCOP - Clima MEDIO - W55	(2) -	4,14	4,15	3,79	3,93	4,04	3,94	4,05	3,88	4,12	3,92	4,06

Notas

(1) Datos referidos a la siguiente condición: Agua intercambiador interior = 12/7 °C; Agua intercambiador exterior = 30/35°C

Prestaciones según EN 14511:2013

W10/W35 agua intercambiador del lado de utilización 30/35°C; agua de entrada al intercambiador del lado de la fuente 10°C

W10/W45 agua intercambiador del lado de utilización 40/45°C; agua de entrada al intercambiador del lado de la fuente 10°C

W10/W55 agua intercambiador del lado de utilización 45/55°C; agua de entrada al intercambiador del lado de la fuente 10°C

W35/W18 agua intercambiador del lado de utilización 23/18°C; agua de entrada al intercambiador del lado de la fuente 30/35°C

W35/W7 agua intercambiador del lado de utilización 12/7°C; agua de entrada al intercambiador del lado de la fuente 30/35°C

(2) Datos calculados de acuerdo con EN 14825:2016

El producto cumple con la Directiva Europea ErP (Energy Related Products), que incluye el Reglamento Delegado (UE) No. 811/2013 de la Comisión (potencia térmica nominal ≤70 kW a las condiciones de referencia especificadas) y el Reglamento Delegado (UE) N. 813/2013 de la Comisión (potencia térmica nominal ≤400 kW a las condiciones de referencia especificadas).

accesorios

- ▶ 3WV Válvula de tres vías
- ▶ IVMSX Válvula modulante lado de la fuente
- ▶ IVWX Válvula motorizada en el lado del agua
- ▶ AMRX Amortiguadores de base en goma
- ▶ CMMBX Módulo de comunicaciones serie con supervisor (Modbus)
- ▶ PBLCTX Teclado de servicio (cable de 1,5 metros)
- ▶ PMX Monitor de fase
- ▶ SCP3X Compensación del set point en función de la entalpia exterior
- ▶ SPCX Compensación del set point con sonda de aire externa
- ▶ SFSTR4N Dispositivo reducción corriente de arranque, para unidad 400/3/50+N
- ▶ KDT3VX Kit gestión doble temperatura, compensación set point 4-20mA, válvula 3 vías
- ▶ KDT3V Kit gestión doble temperatura, compensación set point 4-20mA, válvula 3 vías
- ▶ 3DHWX Válvula de 3 vías para agua caliente sanitaria
- ▶ SFSTR1 Dispositivo reducción corriente de arranque, para unidad 230/1/50 (tamaños 17÷51)

- ▶ KTFL1X Kit tubos flexibles lado agua de 1" (tamaños 17÷71)
- ▶ KTFL2X Kit tubos flexibles lado agua de 1 1/4"
- ▶ CACSX Control kit agua caliente sanitaria
- ▶ ACS300X Almacenamiento agua caliente sanitaria de 300L (tamaños 17÷41)
- ▶ ACS500X Almacenamiento agua caliente sanitaria de 500L (tamaños 17÷81)
- ▶ ACS55X Almacenamiento agua caliente sanitaria de 500L con serpentín para el solar (tamaños 17÷81)
- ▶ ACS35X Almacenamiento agua caliente sanitaria de 300L con serpentín para el solar (tamaños 17÷41)
- ▶ KVMSPIX Kit gestión de paneles radiantes con conexiones de 1" (tamaños 17÷51)
- ▶ KVMSPP2X Kit gestión de paneles radiantes con conexiones de 1 1/4"
- ▶ KSAX Disyuntor hidráulico de 100 litros
- ▶ KVICX Kit gestión caldera (tamaños 17÷81)
- ▶ KITERAX Termostato electrónico montado en la pared

Leyenda símbolos:

- ▶ Accesorios suministrados por separado.

Los datos incluidos en el presente documento no son vinculantes y podrán ser modificados por el fabricante sin obligación alguna de previo aviso.

www.clivet.com

REF-DG19A00E-00